

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Katedra vozidel a pozemní dopravy



Diplomová práce

Dynamika monopostu Formula Student

Bc. Luboš Typlt

© 2024 ČZU v Praze

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Luboš Typlt

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Dynamika monopostu Formula Student

Název anglicky

Vehicle dynamics of Formula Student monopost

Cíle práce

Cílem práce je vytvoření matematického a dynamického modelu monopostu Formula Student pro účely jeho optimalizace za pomoci softwarů (Adams Car, Optimum Lap, Excel, MathCad)

Metodika

Metodika řešené problematiky diplomové práce je založena na studiu a analýzách odborných informačních zdrojů. Na základě rozboru teoretických poznatků a výsledků experimentů budou formulovány závěry diplomové práce.

Práce bude zpracována dle osnovy:

1. Úvod
2. Cíl práce
3. Metodika práce
4. Přehled řešené problematiky
5. Praktická část práce
6. Výsledky a diskuse
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů
9. Přílohy

Doporučený rozsah práce

40 – 50 stran

Klíčová slova

Dynamika vozidla, simulace, podvozek, dynamický model, digitální dvojče

Doporučené zdroje informací

MILLIKEN, William a Douglas MILLIKEN. Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale, U.S.A: SAE International, 1995. ISBN 1-56091-526-9.

THOMAS D. GILLESPIE. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale: SAE Technical Papers, 1992. ISBN 9781560911999

VLK, František. Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.



Předběžný termín obhajoby

2023/2024 LS – TF

Vedoucí práce

doc. Ing. Martin Kotek, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Elektronicky schváleno dne 11. 12. 2023

doc. Ing. Martin Kotek, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 11. 1. 2024

doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.

Děkan

V Praze dne 30. 03. 2024

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci "Dynamika monopostu Formula Student" jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci práce. Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne 30.3.2024 _____

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval doc. Ing. Martinu Kotkovi, Ph.D. za vedení této diplomové práce a za jeho čas při konzultacích práce. Dále bych rád poděkoval své rodině za morální a finanční podporu po dobu celého studia. V poslední řadě děkuji studentskému týmu CULS Prague Formula racing za možnost sebevzdělávání v oblasti motorsportu a možnosti tvorby diplomové práce na dané téma.

Dynamika monopostu Formula Student

Abstrakt

Tato diplomová práce se zaměřuje na dynamiku monopostu Formula Student studentského týmu CULS Prague formula racing z České zemědělské univerzity v Praze.

Teoretická část práce se zabývá základní problematikou dynamiky vozidel a její základní charakteristiky. Jedná se tak o témata základů, zatížení v ustáleném stavu, vlivům aerodynamiky, jízdním odporům a pneumatikám.

Praktická část je zaměřena na vypracování dynamických a matematických modelů za použití softwarů Excel, OptimumLap a Adams Car. Za pomoci Excelu je zhotovený matematický model pro výpočty přenosů zatížení v ustáleném stavu v příčném a podélném směru a změny světlych výšek při dané situaci. Dále jsou řešeny srovnání monopostů FS.07 a FS.09 a jejich časy na kolo v softwaru OptimumLap na vybraných závodních tratích. Následně je vytvořena analýza dvou proměnných parametrů, které se vztahují k celkovým časům na kolo a slouží pro zaměření na oblasti koncepčních návrhů monopostu. V poslední části praktické části je zhotovený digitální model 9. generace monopostu, který je dále určený pro jeho analýzu a následně popsána metodika jednotlivých simulací.

Klíčová slova: Dynamika vozidel, simulace, podvozek, dynamický model, digitální dvojče

Vehicle dynamics of Formula Student monopost

Abstract

This master thesis focuses on the dynamics of the Formula Student vehicle of the CULS Prague formula racing team from the Czech university of Life Sciences in Prague.

The theoretical part of the thesis deals with basic issues of vehicle dynamics and its basic characteristics. This includes the topics of fundamentals, steady state load transfers, aerodynamic effect, driving resistances and tires.

The practical part focuses on the development of dynamic and mathematical models using Excel, OptimumLap and Adams Car software. Using Excel, a mathematical model is produced to calculate the steady state load transfers in the lateral and longitudinal directions and the change in ground clearance for a given situation. Furthermore, comparisons of FS.07 and FS.09 monoposts and their lap times in OptimumLap software on selected racetracks are addressed. Subsequently, an analysis of two variable parameters related to overall lap times is developed to focus on areas of conceptual monopost design. In the last part of the practical part, a digital model of the 9th generation monopost is made for further analysis and then the methodology of each simulation is described.

Keywords: Vehicle dynamics, simulation, suspension, dynamic model, digital twin

Obsah

1 Úvod.....	1
2 Cíl práce.....	3
2.1 Cíl práce	3
3 Metodika práce.....	3
3.1 Metodika	3
4 Přehled řešené problematiky	4
4.1 Základy dynamiky vozidel.....	4
4.1.1 Shromážděná hmotnost.....	4
4.1.2 Pevný souřadnicový systém vozidla	5
4.1.3 Proměnné pohybu	6
4.1.4 Síly a momenty	6
4.1.5 Newtonův druhý zákon – zákon síly.....	6
4.2 Přenos zatížení v ustáleném stavu.....	7
4.2.1 Pozice těžiště vozu.....	8
4.2.2 Tuhost šasi	9
4.2.3 Boční přenos zatížení.....	10
4.2.4 Podélný přenos zatížení	11
4.2.5 Vlivy terénu / Externí vlivy způsobené vozovkou.....	12
4.3 Vliv aerodynamiky na dynamiku vozidla	14
4.4 Jízdní odpory.....	19
4.4.1 Odpor valivý	19
4.4.2 Odpor vzdušný.....	20
4.4.3 Odpor stoupání.....	20
4.4.4 Odpor zrychlení	20
4.4.5 Celkový jízdní odpor, potřebná hnací síla	21
4.5 Pneumatiky v dynamice vozidla	21

4.5.1	Pneumatiky vytvářející boční sílu.....	21
4.5.2	Síly působící na pneumatiky v zatáčkách	24
4.5.3	Síly působící na pneumatiky při akceleraci / brzdění	25
4.5.4	Testování pneumatik.....	27
4.5.5	Modely pneumatik	28
5	Praktická část práce.....	29
5.1	Přenos zatížení v ustáleném stavu.....	29
5.1.1	Vstupní data	29
5.1.2	Shrnutí přenosu zatížení v příčném směru.....	33
5.1.3	Přenos zatížení v příčném směru s vlivem pneumatik.....	34
5.1.4	Změny světlých výšek a jejich charakteristika v příčném směru	35
5.1.5	Podélný přenos zatížení	37
5.2	OptimumLap	38
5.2.1	Nastavení parametrů vozidla	39
5.2.2	Tratě	43
5.2.3	Simulace časů a porovnání výsledků	46
5.3	Adams Car.....	54
5.3.1	Nastavení vozidla.....	54
5.3.2	Simulace.....	56
5.3.3	Výsledky simulací.....	59
6	Výsledky a diskuse	61
6.1	Matematický model přenosu zatížení v ustáleném stavu.....	61
6.2	Simulační software OptimumLap	61
6.3	Dynamický model Adams Car	62
7	Závěr.....	63
8	Seznam použitých zdrojů	65

Seznam obrázků

Obrázek 1 Těžiště, působiště sil a momentů [2]	5
Obrázek 2 Vodorovná pozice těžiště [3].....	8
Obrázek 3 Svislá pozice těžiště [3].....	9
Obrázek 4 Boční přenos zatížení – pravotočivá zatáčka [3].....	10
Obrázek 5 Podélný přenos zatížení [3]	11
Obrázek 6 Klopená zatáčka [5].....	12
Obrázek 7 Stoupání [3]	13
Obrázek 8 Horizont [3]	14
Obrázek 9 Maximální dostupný výkon a celkový odpor vůči rychlosti [7]	15
Obrázek 10 Efekt aerodynamického přítlaku při brzdě dráze vůči rychlosti vozidla [7] ..	16
Obrázek 11 Efekt aerodynamického přítlaku na maximální zatáčecí rychlost [7]	17
Obrázek 12 Světla výška vozidla v závislosti dosahovaného přítlaku [8].....	18
Obrázek 13 Obálka světla výšky [8].....	18
Obrázek 14 Aerodynamická mapa s obálkou světla výšky [8].....	19
Obrázek 15 Pneumatika v pohybu, (a) bez bočního prokluzu a (b) s bočním prokluzem [10]	22
Obrázek 16 Vztlková síla [10]	22
Obrázek 17 Deformace pneumatiky při bočním prokluzu, (a) přední a boční pohled a (b) pohled shora [10]	23
Obrázek 18 Pneumatika s odklonem a síla odklonu [10]	23

Obrázek 19 Působící síly na nepoháněnou pneumatiku [11].....	25
Obrázek 20 Hnané kolo při zrychlovacím momentu [11]	26
Obrázek 21 Brzdny moment působící na pneumatiku [11]	26
Obrázek 22 Základní rozměry FS.09 [archiv autora]	29
Obrázek 23 Skica pro zjištění středu kinematické rozteče [archiv autora].....	30
Obrázek 24 Výsledný model [archiv autora].....	32
Obrázek 25 Závislosti magických čísel [archiv autora].....	33
Obrázek 26 Souhrn celkových výsledků [archiv autora].....	34
Obrázek 27 Výsledky přenosu zatížení v příčném směru s vlivem pneumatik [archiv autora]	35
Obrázek 28 Výsledné změny světlých výšek a jejich charakteristika v příčném směru [archiv autora]	36
Obrázek 29 Celkové výsledky vlivů podélného přenosu zatížení [archiv autora]	38
Obrázek 30 Nastavení monopostu FS.07 [archiv autora].....	40
Obrázek 31 Nastavení monopostu FS.09 [archiv autora].....	40
Obrázek 32 Čelní plocha monopostu FS.09 [archiv autora].....	40
Obrázek 33 Výkonnostní charakteristika motoru [archiv autora]	42
Obrázek 34 Skidpad [archiv autora]	44
Obrázek 35 Data z GPS telemetrie proložená s leteckým snímkem [archiv autora]	45
Obrázek 36 Výsledná trať Endurance v Novém Marofu [archiv autora]	45

Obrázek 37 Porovnání dosahovaných rychlostí monopostů FS.07 a FS.09 na Skidpadu [archiv autora].....	47
Obrázek 38 Porovnání dosahovaných rychlostí monopostů FS.07 a FS.09 na Skidpadu [archiv autora].....	47
Obrázek 39 Využití výkonu motoru FS.07 [archiv autora].....	48
Obrázek 40 Využití výkonu motoru FS.09 [archiv autora].....	48
Obrázek 41 Aerodynamický přítlak FS.07 [archiv autora].....	49
Obrázek 42 Aerodynamický přítlak FS.09 [archiv autora].....	49
Obrázek 43 3D graf čelní plocha – koeficient přítlaku – čas na kolo [archiv autora]	50
Obrázek 44 3D graf aerodynamická účinnost – celková hmotnost – čas na kolo [archiv autora]	51
Obrázek 45 3D graf příčný koeficient adheze pneumatiky – podélný koeficient adheze pneumatiky – čas na kolo [archiv autora].....	52
Obrázek 46 3D graf koncový převod - celková hmotnost - čas na kolo [archiv autora]	53
Obrázek 47 Zjednodušený dynamický model v softwaru Adams Car [archiv autora].....	56
Obrázek 48 Analýza odpružení při zatížení boční silou a náklonem [archiv autora].....	57
Obrázek 49 Nastavení simulací [archiv autora].....	58
Obrázek 50 Výsledek simulace fishook se zatížením zavěšení [archiv autora]	60

Seznam tabulek

Tabulka 1 Převodové stupně monopostů FS.07 a FS.09 [archiv autora].....	43
Tabulka 2 Porovnání aerodynamického přítlaku monopostů FS.07 a FS.09.....	49

1 Úvod

Tato diplomová práce je zaměřena na dynamiku vozidel a její aspekty, které jsou v dnešní době velmi žádané, a to především díky časové a finanční úspoře v testovacích laboratořích. Pomocí softwarů je možné analyzovat charakteristiku vozidla dříve, než je vyrobeno, a to s velmi přesnými výsledky vůči fyzickému porovnání.

Teoretická část této diplomové práce seznamuje s problematikou dynamiky vozidel a jejími základními charakteristikami, které se vztahují k určení přesných definic a pojmů. Následně je řešena problematika přenosů zatížení v ustáleném stavu, jenž popisuje oblasti týkající se těžiště vozu, tuhosti šasi, bočního a podélného přenosu zatížení a také vlivy terénů, které jsou nežádoucími účinky ideálního stavu. Avšak právě tyto vlivy jsou podstatné a je nutno je brát v potaz, především kvůli správným konstrukčním návrhům. Dále je v práci popsán vliv aerodynamických sil na celkovou dynamiku vozidla. V současnosti je kladen velký důraz na vysokou aerodynamickou účinnost, která s sebou nese nižší spotřebu hlavně u elektromobilů a jejich dojezdových vzdáleností. Také je popsána charakteristika aerodynamických map, které jsou úzce provázány s konstrukčním řešením podvozku jakéhokoliv vozidla. V další podkapitole jsou popsány všechny jízdní odpory, které na vozidlo při jízdě působí a jejich výpočetní vztahy. Poslední řešenou problematikou teoretické části jsou pneumatiky, které mají největší vliv na celkovou dynamiku vozidel. Jsou řádně vysvětleny a popsány síly na ně působící při zatáčecích manévrech a akceleraci, či brzdění. Také je představeno jejich testování v laboratorních i reálných podmínkách a následně specifikován význam a tvorba modelů pneumatik, které se používají právě v dynamických simulacích.

Praktická část práce je koncipována na monoposty vytvořené pro celosvětovou soutěž Formula Student, konkrétně týmu realizovaném na Technické fakultě České zemědělské univerzity v Praze - CULS Prague formula racing. Úvodní podkapitola je zaměřena na matematický model, který byl zpracován za pomoci softwaru Excel a je určený pro výpočet podélných a příčných přenosů zatížení. Nejprve je popsána funkce matematického modelu a oblasti, na které se autor v této práci zaměřuje. Poté jsou vysvětlena potřebná vstupní data, která slouží k přesným výsledkům. Následně jsou vysvětleny výsledky pro jednotlivé stavy a jejich vliv na konstrukční návrhy včetně nastavení kinematických parametrů pomocí

magických čísel. Další podkapitola je věnována základnímu softwaru v oblasti dynamiky vozidel, kterou je OptimumLap. Jedná se o velmi jednoduchý matematický model, který na základě přesných vstupních dat vyhodnotí časy na kolo předem definované trati. Posléze se autor věnoval práci s výsledky a grafy, kdy došlo k porovnání reálných výsledků získaných z monopostu 7. generace vzhledem ke koncepčnímu návrhu 9. generace. Závěrem v oblasti OptimumLap jsou popsány výsledky proměnných parametrů v závislosti na celkové čase na kolo. Poslední řešenou oblastí praktické části je nejkompexnější software Adams Car, kde je zhotovený dynamický model včetně všech náležitostí, které jsou potřebné pro přesné výsledky. Dále jsou popsány simulační stavy podvozku a celkového modelu, které tento software nabízí k jejímu dalšímu vyhodnocení. Na závěr je uvedena metodika vyhodnocování výsledků simulací pomocí Adams Postprocesoru, ve které je možné vygenerovat grafy všech závislostí.

V kapitole věnující se výsledkům jsou shrnuty všechny části praktické práce a hodnoty, kterých je v dosaženo za použití softwarů.

V závěru jsou shrnuty cíle práce a jejich dosažení včetně doporučení, které směřují k projektu Formula Student na České zemědělské univerzitě týmu CULS Prague formula racing.

2 Cíl práce

2.1 Cíl práce

Cílem práce je vytvoření matematického a dynamického modelu monopostu Formula Student pro účely jeho optimalizace za pomoci softwarů (Adams Car, OptimumLap, Excel).

3 Metodika práce

3.1 Metodika

Metodika řešené problematiky diplomové práce je založena na studiu a analýzách odborných informačních zdrojů. Na základě rozboru teoretických poznatků a výsledků experimentů budou formulovány závěry diplomové práce.

Práce se bude skládat ze dvou částí, teoretická a praktická. První částí bude literární rešerše, která nastíní základní prvky a definice dynamiky vozidel. Řešená problematika bude vypracována na základě odborných knižních zdrojů či článků.

Zaměření praktické části bude na monoposty studentského formulového týmu CULS Prague formula racing z České zemědělské univerzity v Praze. Bude skládat ze tří témat, kterými budou jednotlivé softwary. Prvním softwarem bude tvorba matematického modelu pro výpočet přenosů zatížení v ustáleném stavu. Následně budou popsány jednotlivé výsledky vzhledem k návrhu monopostu Formula Student. Další částí budou zpracovány dva monoposty v softwaru OptimumLap včetně dvou tratí. Tyto vstupní data budou použity pro simulace časů na kolo a k jejich dalšímu zkoumání. Na závěr budou provedeny simulace vícero proměnných parametrů v závislosti ovlivňujících parametrů vozidla pro rychlejší dosahované časy na závodních tratích. Poslední část bude věnována softwaru Adams Car pro zhotovení a vysvětlení dynamického modelu pro simulace. Tyto simulace budou vyhodnoceny ke zvolené situaci a bude popsán jejich princip.

4 Přehled řešené problematiky

Dynamika vozidel je vysokospektrální téma, jež může být velmi komplikované bez nástrojů, které nám pomáhají této problematice porozumět. Je možné se spoléhat na zkušenosti, avšak pro objektivní posouzení je nutný vědecký přístup. Z tohoto důvodu je dynamika vozidel založena na matematických modelech, které jsou dostatečně složité, aby zachytily podstatu zkoumaných jevů a zároveň dostatečně jednoduché, aby jim dokázal porozumět zaškolený člověk [1].

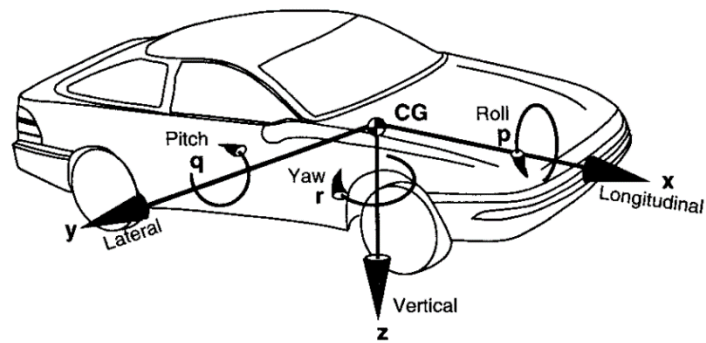
4.1 Základy dynamiky vozidel

Dynamika vozidel se převážně zabývá pohybem vozidel, které se přemísťují po povrchu vozovky. Jmenovitě jde o automobily, nákladní vozidla, autobusy a speciální vozidla. Předmětem zájmu jsou pohyby při zrychlování a brzdění, jízdě a zatáčení. Dynamické chování vozu je určováno silami, které na něj působí směrem od pneumatik, gravitace a aerodynamiky. Vozidlo a jeho komponenty jsou zkoumány, aby se určilo, jaké síly budou působit z každého zdroje při určitém manévru a úhlu náklonu vozidla a také se zkoumá, jak bude vozidlo na tyto síly reagovat. Při vytváření matematického či dynamického modelu je tedy velmi důležité určení správného souřadného systému k popisu pohybů a momentů [2].

4.1.1 Shromážděná hmotnost

Motorové vozidlo se skládá z mnoha součástí, které jsou rozmístěny v jeho vnější obálce (z angl. *exterior envelope*). Přesto se při mnoha elementárních analýzách, které se na něj vztahují, všechny součásti pohybují společně. Například při brzdění dochází ke zpomalení auta jako celku, a proto může být vyjádřeno jako tzv. shromážděná hmotnost z angl. *Lumped mass*, která je umístěna v těžišti (*center of gravity – CoG*) s příslušnou vlastní hmotností a setrvačností. Pro analýzy zrychlení, brzdění a většiny případů zatáčení právě dostačuje pouze tato jedna veličina. V této analýze je často potřebné uvažovat kola jako samostatnou shromážděnou hmotnost. V takovém případě je shromážděná hmotnost, která představuje karoserii, označována jako odpružená hmotnost a kola jsou označována jako neodpružená hmotnost.

Pro zobrazení jedné hmotnosti se vozidlo považuje za hmotu, která je koncentrována do jeho těžiště, jak je znázorněno na obr.1. Tato bodová hmota v těžišti s příslušnými momenty je dynamicky rovnocenná samotnému vozidlu pro všechny pohyby, při kterých je rozumné předpokládat, že je vozidlo absolutně tuhé [2].



Obrázek 1 Těžiště, působíště sil a momentů [2]

4.1.2 Pevný souřadnicový systém vozidla

Pohyb vozidla je definovaný vzhledem k pravotočivému ortogonálnímu souřadnému systému, který vychází z těžiště a pohybuje se spolu s vozidlem. Dle konvence SAE jsou souřadnice vyznačeny následovně: [2]

- x - směrem dopředu v podélné rovině symetrie vozidla
- y - boční směr ven z pravé strany vozidla
- z - směrem dolů vzhledem k vozidlu
- p - rychlost otáčení kolem osy x
- q - rychlost náklonu kolem osy y
- r - rychlost odklonu kolem osy z

4.1.3 Proměnné pohybu

Pohyb vozidla se obvykle popisuje pomocí rychlostí (dopředu, do stran, svisle, otáčení, náklonu a odklonu) vzhledem k souřadnicovému systému vozidla, přičemž rychlosti jsou vztaženy k pevnému souřadnému systému Země [2].

4.1.4 Síly a momenty

Síly a momenty se obvykle definují tak, jak působí na vozidlo. Kladná síla v podélném směru v ose „x“ působící na vozidlo je tedy dopředná. Síla odpovídající zatížení pneumatiky působí ve směru nahoru a přenáší tak zápornou velikost v ose „z“. Vzhledem k nevhodnosti této konvence se v SAE J670e „Vehicle Dynamics Terminology“ uvádí normálová síla jako síla, která působí směrem dolů a svislá síla jako záporná hodnota normálové síly. Svislá síla je tedy ekvivalentem zatížení pneumatiky s kladnou hodnotou ve směru nahoru. Avšak vždy záleží na určení souřadnicového systému k danému vozidlu, jelikož v každé zemi mohou být tyto konvence odlišné.

4.1.5 Newtonův druhý zákon – zákon síly

Jedná se o základní zákon, od kterého se odvíjí většina analýz dynamiky vozidel. Tento zákon platí jak pro translační, tak i pro rotační soustavy.

Translační soustavy – součet vnějších sil působících na těleso v daném směru se rovná součinu jeho hmotnosti a zrychlení v tomto směru (předpokládá se pevně stanovená hmotnost).

$$\Sigma F_x = M \cdot a_x \quad (1)$$

kde:

F_x - síly působící ve směru x [N]

M - hmotnost tělesa [kg]

a_x - zrychlení ve směru x [m/s²]

Rotační soustavy – součet momentů působících na těleso kolem dané osy se rovná součinu jeho momentu setrvačnosti a rotačního zrychlení kolem této osy.

kde:

$$\sum T_x = I_{xx} \cdot \alpha_x \quad (2)$$

T_x - točivé momenty kolem osy x [N·m]

I_{xx} - moment setrvačnosti kolem osy x [kg·m²]

α_x - úhlové zrychlení kolem osy x [rad/s²]

Druhý Newtonův zákon se aplikuje tak, že se kolem zájmového tělesa zobrazí hranice. Příslušné síly a/nebo momenty se nahradí v každém bodě kontaktu s vnějším světem spolu s případnými gravitačními silami. Tím se vytvoří diagram volného tělesa. Následně lze pro každý ze tří nezávislých směrů sestavit rovnice [2].

4.2 Přenos zatížení v ustáleném stavu

Ve fyzické podobě automobilu se zatížení kol neustále mění. Nejprve se výpočty zabývají pouze ustálenými provozními podmínkami, což představuje hladkou vozovku, zatáčení při konstantní rychlosti, konstantním podélným zrychlením, konstantním stoupáním apod. Vozidlo musí být také uvažováno v ustáleném stavu, kdy všechny zmíněné proměnné jsou v rovnováze při řešení přenosu zatížení. Přechodné chování vozidla a dynamika odpružených a neodpružených hmot jsou v tomto případě zanedbány.

V dalším příkladu předpokládáme, že všechny údaje o vozidle, které byly použité ve výpočtech jsou k dispozici a mají lineární podobu. Základní rozměrové údaje jako např. rozchod kol, rozvor, výška těžiště apod. jsou považovány za konstantní. Avšak tyto hodnoty jsou za reálných podmínek proměnné, a tak výsledky jsou pouze orientační a nikdy ne přesné. Data se dají porovnat v praxi při získání dostatečných informací s orientačními výsledky výpočtů. Pokud nastane vysoká nelinearita a rozměrové změny, je nutné přejít k iteračním postupům, u kterých je zapotřebí počítačový software z hlediska velkého objemu dat a náročnosti postupu počítání.

Předpoklad linearity znamená, že princip superpozice je platný. Tento princip říká, že součet řady účinků posuzovaných současně je totožný se součtem jednotlivých účinků, které jsou posuzovány jednotlivě. Proto se v tomto kroku mohou numericky sečíst změny zatížení kola v důsledku bočního a podélného přenosu zatížení, aerodynamiky atd. a následně je získáno zatížení, které platí pro kombinované provozní podmínky [3].

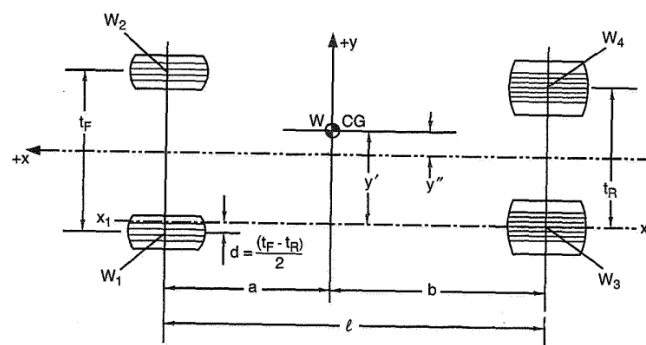
4.2.1 Pozice těžiště vozu

Pozice těžiště závodního vozu je jedním z nejdůležitějších a nejzákladnějších parametrů, která ovlivňuje jeho výkonnost. Je tomu tak z důvodu schopnosti pneumatik vyvinout sílu v zatáčce, která je velmi závislá na vertikálním nebo normálovém zatížení působícím na pneumatiku. Většina změn podvozku je prováděna pro zlepšení jízdních vlastností závodních vozů, avšak způsobuje výrazný vliv na zatížení kol. Jedná se tak o změny pozice těžiště vozu nebo změny, které ovlivňují rozložení hmotnosti při průjezdu zatáčkou.

Těžiště vozu je posuzováno dvěma následujícími způsoby:

- Celková vodorovná pozice těžiště v ose „x“ a „y“

Předpokládá se obecný případ, kdy přední a zadní rozchod kol není nutně identický a těžiště tak neleží na podélné ose vozu. Pro tento výpočet je osa vozu definována jako přímka, která spojuje středy předního a zadního rozchodu kol viz obr.2.

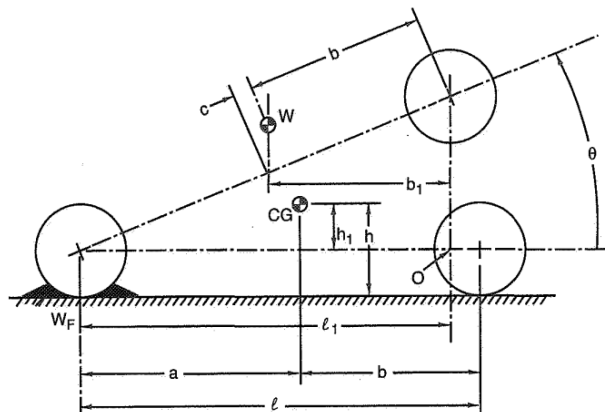


Obrázek 2 Vodorovná pozice těžiště [3]

Pro správné zjištění vstupních hodnot k výpočtu těžiště je potřeba fyzického měření za daných podmínek, kdy vozidlo musí být v požadované jízdní výšce na rovném povrchu. Při měření rozložení hmotnosti vozu je úkon prováděn za přítomnosti řidiče a všech provozních kapalin.

- Celková svislá pozice těžiště v ose „z“

Jednou z možných metod měření těžiště v ose „z“ je zvednutí zadní nápravy do určitého úhlu, jež je možné vidět na obr.3. Pro tuto zkoušku musí být podvozek tuhý, aby nedocházelo k pohybu vozu. Standartní způsob může být nahrazení tlumičů za tuhé spojení jako např. zavařené starší tlumiče nebo vymešovací tuhé tyče. Tímto způsobem je zajištěna požadovaná statická výška vozu vůči vozovce. Při provádění této metody je nutné podepřít přední kola klíny, aby bylo zamezeno pohybu vozu při zvedání. Veškeré kapaliny v nádržích, které by se mohly pohybovat jako např. benzín, musí být před měřením vypuštěny, případně úplně plné [3].



Obrázek 3 Svislá pozice těžiště [3]

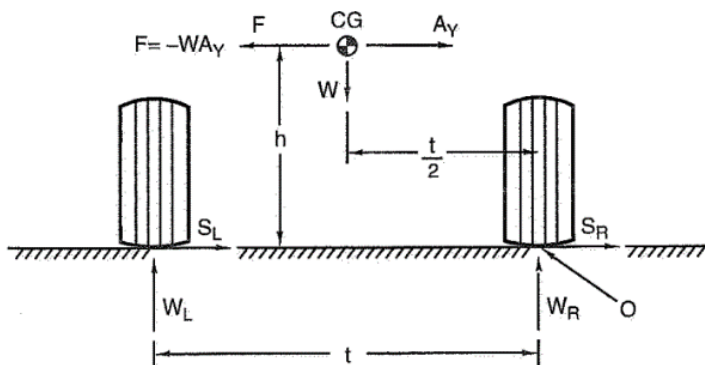
4.2.2 Tuhost šasi

Veškeré jednoduché výpočty pro zatížení kola za různých jízdních podmínek vycházejí z předpokladu, že je šasi tuhé a za žádných podmínek se neohýbá či nekrotí. Lze rozlišovat tuhost a tuhost torzní. Tuhost je odolnost proti pohybu nebo ohýbání. Torzní tuhost je poté odolnost proti kroucení. Výkonné závodní auto musí mít odpovídající torzní tuhost šasi kolem osy „x“. Je možné si jednoduše představit šasi jako „velkou pružinu“, která

spojuje přední a zadní zavěšení. Pokud tato pružina bude slabá, přenos bočního zatížení nebude možný a vůz bude neovladatelný v důsledku zkroucení šasi [3].

4.2.3 Boční přenos zatížení

Při průjezdu zatáčkou v ustáleném stavu se zatížení přenáší z vnitřního páru kol na vnější, protože těžiště vozu je nad zemí. Při tom na něj působí setrvačná síla, která je nazývána jako síla odstředivá, jež působí proti bočnímu zrychlení vyvolanému zatáčecími silami od pneumatik. Názorným příkladem může být stlačení vozu na jedné nápravě, ke které dojde při průjezdu pravotočivou zatáčkou, jak je znázorněno na obr.4. Výsledkem sil od pneumatik S_L+S_R , vyvolaných při zatáčení, je boční zrychlení A_y a také setrvačná či odstředivá síla WA_y , která je opačnou hodnotou vůči A_y . Pokud jsou známé parametry jako v obr.4, je možné dopočítat celkový boční přenos zatížení, který je vyjadřován procentuálně na jednotlivé kolo [3].



Obrázek 4 Boční přenos zatížení – pravotočivá zatáčka [3]

Rozložení celkového bočního zatížení

Níže uvedená problematika se zabývá pouze ustáleným průjezdem zatáčkou, které nezohledňuje kombinované příčné a podélné zrychlení ani jiné dynamické situace jako např. zapnutý/vypnutý motor, brzdění nebo nerovnosti na silnici.

Přenos zatížení při zatáčení probíhá vždy z vnitřního rozchodu kol na vnější, což je způsobeno vlivem těžiště, které je nad zemí. Právě tento přenos zatížení předního a zadního rozchodu kol je jedním z hlavních způsobů, jak ovlivnit nedotáčivost či přetáčivost vozu, a tak omezit celkové chování.

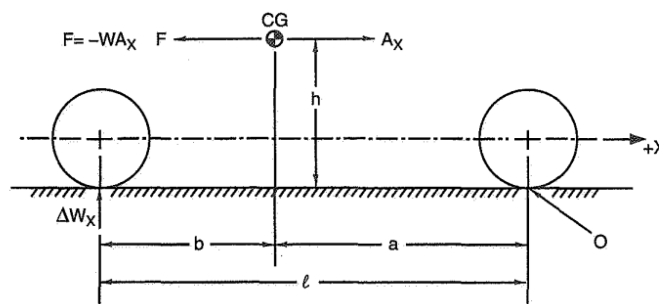
Pro zjišťování rozložení a výpočtů celkového bočního zatížení je nutné znát některé z následujících důležitých definic:

- Střed náklonu (z angl. *roll center*) – bod, který v příčné svislé rovině prochází libovolnou dvojicí bodů středů kol a od nich je stejně vzdálený, v němž lze na odpruženou hmotnost působit bočními silami bez úhlového náklonu.
- Neutrální osa náklonu – přímka, která spojuje středy přední a zadní nápravy.
- Rychlost nebo tuhost odvalování (z angl. *roll rate* nebo *roll stiffness*) – změna obnovovacího momentu vyvolaného odpružením libovolného páru kol na odpruženou hmotnost vozidla a jednotkovou změnu náklonu odpružené hmotnosti kolem vodorovné osy. Rychlost odvalování celého vozidla je součtem jednotlivých rychlostí odvalování kompletního zavěšení podvozku.

Pro správné provedení výpočtů je také nutné znát těžiště přední a zadní neodpružené hmotnosti, odpruženou hmotnost včetně jeho pozice těžiště a kolmou vzdálenost od neutrální osy náklonu, výšky od země předního a zadního středu náklonu a úhel náklonu od této osy [3].

4.2.4 Podélný přenos zatížení

Při zrychlení vozidla nebo brzdění vzniká setrvačná reakční síla, která je obdobná jako odstředivá síla v zatáčce. Avšak v zatáčce je tato síla rovna WA_y a při podélném zrychlení/zpomalení je síla F rovna jako WA_x , která nese opačné znaménko vůči zrychlení v ose x „ a_x “ viz obr.5.



Obrázek 5 Podélný přenos zatížení [3]

U některých konstrukcí podvozku a zavěšení může docházet k výrazné změně světlé výšky při zvýšení podélného zrychlení, takže je nutné se ujistit, že je použita správná dynamická výška těžiště vozu. Tato změna světlé výšky je způsobena hlavně vlivy geometrie

zavěšení a jízdními či náklonovými účinky. Konkrétněji se jedná o tzv. anti-features jako jsou např. anti-dive, anti-lift a anti-squat [3]. Tyto jevy byly vysvětleny v bakalářské práci „Návrh odpružení Formule Student“ [4].

4.2.5 Vlivy terénu / Externí vlivy způsobené vozovkou

Klopená zatáčka

Klopené zatáčky jsou definovány jako navýšené převýšení vnějšího okraje zakřivené vozovky pod vypočteným úhlem, aby se zvýšila dostředivá síla působící na vozidlo pro bezpečné zatáčení viz obr.6. Sklon silnic ovlivňuje několik faktorů. Silnice se obvykle naklání tam, kde vozidla jedou vysokou rychlostí nebo v místech, kde je tření menší, jako jsou silnice ve zledovatělých oblastech. Naklánění silnic se provádí s ohledem na úhel klopení, tření a síly působící na vozidla na silnicích. Když se vozidla pohybují v zatáčce, tření zajišťuje potřebnou dostředivou sílu. Tato síla je dána vztahem:

$$F_{odst} = \mu \cdot m \cdot g \quad (3)$$

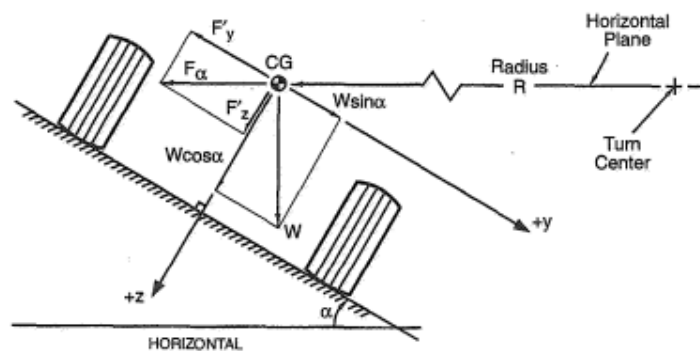
F_{odst} - odstředivá síla [N]

μ - součinitel tření [-]

m - hmotnost [kg]

g - gravitační zrychlení [m/s^2]

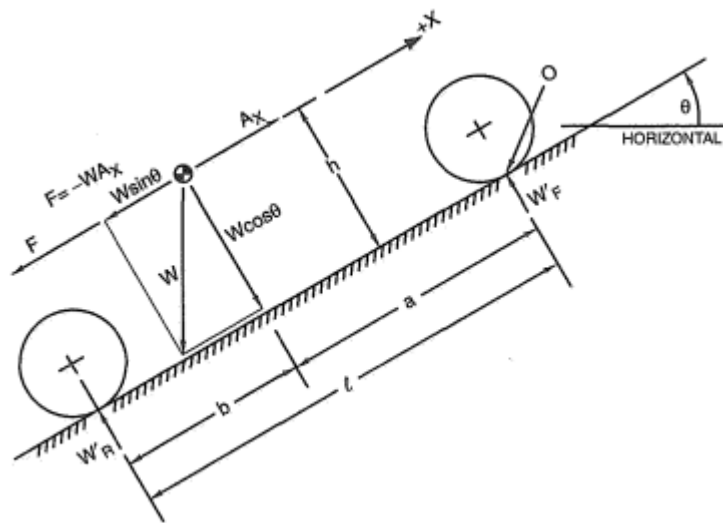
Jakmile rychlost vozidla překročí tuto maximální mez, přichází na řadu naklonění vozovky [5].



Obrázek 6 Klopená zatáčka [5]

Stoupání

Účinky stoupání mění jak celkové normálové zatížení, tak i jeho rozložení na přední a zadní nápravě vozidla. Složka vektoru kolmá k zemi však závisí na úhlu sklonu terénu „ Φ “. To s sebou nese za následek snížení celkové normálové síly $W_F + W_R$. Úhel sklonu terénu má za následek také složku hmotnosti, která je rovnoběžná se zemí viz obr.7. Stejně jako v případě zrychlování nebo brzdění na rovné zemi vede k podélnému přenosu hmotnosti. Účinky stoupání podélného zrychlení lze kombinovat při zjišťování změn předního a zadního zatížení, které způsobují oba tyto faktory [3].



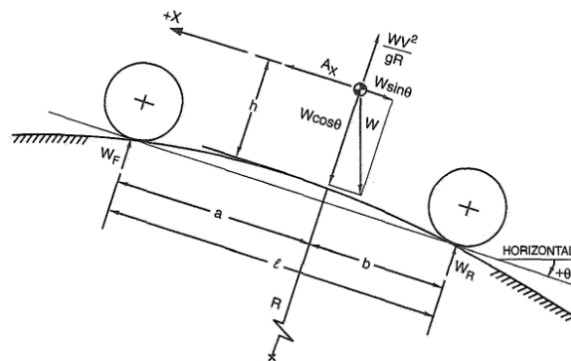
Obrázek 7 Stoupání [3]

Horizont

Zatížení kol se mění také při sjíždění z kopce. Je tomu tak proto, že vozidlo při zdolávání kopce projíždí svislou křivku o poloměru „ R “ a proto vyvíjí odstředivou sílu stejně jako při zatáčení. Velikost této síly je WV^2/R_g a při jízdě do hřebenu snižuje zatížení kol. Obecný případ hřebene je znázorněn na obr.8. V tomto případě se auto pohybuje rychlostí „ v “ [m/s], které projíždí hřebenem kopce o poloměru „ R “, ale je od něho vzdáleno pod úhlem „ Φ “. Jedná se téměř o stejný případ, jako je sklon vozovky, avšak jsou zde mírné rozdíly. Těmito rozdíly jsou:

- Odstředivá síla WV^2/R_g snižuje zatížení kola.

- Rozdíly v zakřivení vozovky mezi přední a zadní nápravou mají za následek mírně odlišné směry normálových sil na nápravy od úhlu „ Φ “ [3].



Obrázek 8 Horizont [3]

Poklesy

Průjezd poklesem vozovky je totožnou situací jako při průjezdu hřebenem s tím rozdílem, že odstředivé zrychlení působí na zvýšení zatížení nápravy [3].

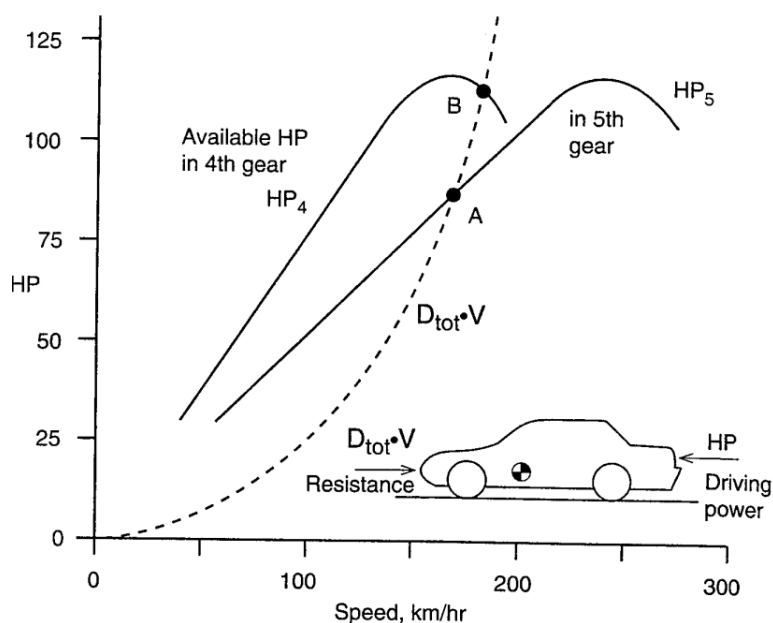
4.3 Vliv aerodynamiky na dynamiku vozidla

V dnešní době se zvyšuje důraz na úsporu paliva, a to nejen u závodních vozů, ale také u elektromobilů či běžných dopravních prostředků se spalovacími motory. Problematika se týká i nežádoucích účinků emisí výfukových plynů. K dosažení tohoto cíle je potřeba snižovat aerodynamický, valivý a setrvačný odpor, který je úměrný hmotnosti vozidla. Jednoduchým příkladem je vozidlo, které jede vyšší rychlostí než 80 km/h. Jeho výkon potřebný k překonání aerodynamického odporu je vyšší, než výkon potřebný pro překonání valivého odporu pneumatik a odporu převodovky. Vzhledem k významnému vlivu aerodynamického odporu na potřebný výkon vozidla při středních a vyšších rychlostech je neustále vyvíjeno úsilí o zlepšení aerodynamických vlastností silničních vozidel [6].

Význam aerodynamiky pro výkonnost závodních vozů ve vysokých rychlostech se nevztahuje pouze na snížení odporu vzduchu, ale ovlivňuje také brzdění, ovladatelnost nebo stabilitu vozidla.

Maximální rychlost

Maximální rychlost vozidla v ustáleném stavu je dosažena, kdy se maximální dostupná hnací síla při této rychlosti rovná síle odporu způsobené aerodynamickým odporem a valivým odporem pneumatik. Tato rovnováha z hlediska výkonu pro běžný sportovní vůz je znázorněna na obr.9. Maximální výkon motoru obvykle zpočátku roste s otáčkami. Lze ho prostřednictvím celkového převodového poměru vztáhnout k rychlosti vozidla. Tento maximální dostupný hnací výkon je schematicky znázorněn pro dva převodové poměry „HP4“ a „HP5“ v obr.9, které odpovídají 4. a 5. převodovému stupni osobního automobilu. Celkový odpor vozidla, který je součtem valivého odporu pneumatik a aerodynamického odporu, roste s rychlostí. Potřeba výkonu je znázorněna přerušovanou čarou na. Avšak obvykle je nárůst valivého odporu pneumatik zanedbatelný vzhledem k rychlejšímu nárůstu aerodynamického odporu [7].



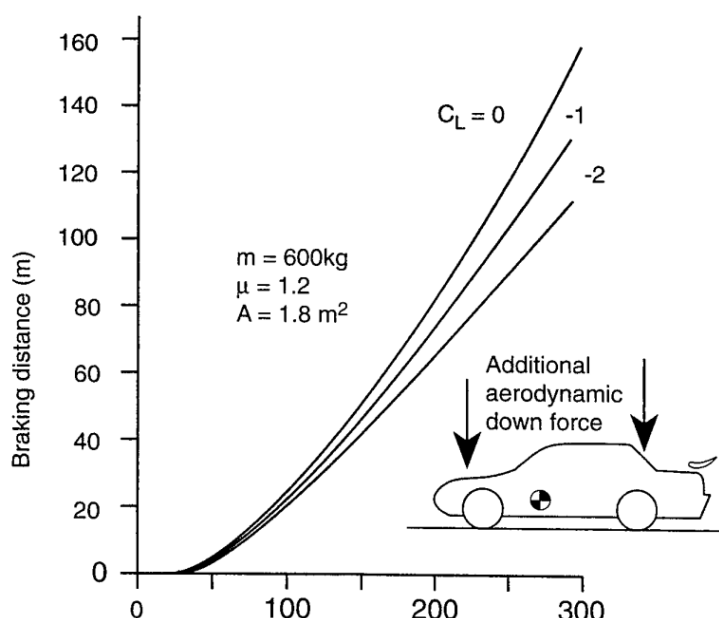
Obrázek 9 Maximální dostupný výkon a celkový odpor vůči rychlosti [7]

Brzdění v přímém směru

Brzdění v přímém směru je jedním z nejjednodušších případů. Tento efekt může být rozdělen na dva případy: a) vozidlo vyvine vysokou úroveň přitlaku; b) snížení rychlosti je dosaženo zvýšením aerodynamického odporu, jako je tomu např. u křídel přistávajícího letadla. Maximální třecí síla vytvářena pneumatikou se zvyšuje s rostoucí normálovou

(přítlačnou) silou. Při jízdě vysokou rychlostí může velká úroveň aerodynamické přítlačné síly zvýšit nebo dokonce zdvojnásobit normálovou sílu působící na pneumatiky, což výrazně zvyšuje brzdný výkon. Názorným příkladem může být závodní vůz jedoucí rychlostí 300 km/h, který při brzdění může dosahovat více než 2 G brzdného účinku působícího na vozidlo.

Typické výpočty ukazující vliv aerodynamického příkladu na brzdnou dráhu jsou uvedeny na obr.10. Brzdná dráha se odhaduje od počáteční maximální rychlosti, zobrazené na vodorovné ose, do nulové rychlosti s různými hodnotami aerodynamického přítlaku. Je zřejmé, že s rostoucím aerodynamickým přítlakem je zapotřebí kratší brzdná dráha. Dalším názorným příkladem je vůz jedoucí rychlostí 250 km/h, který při koeficientu aerodynamického vztlaku $C_L = -2$ zabrzdí na 30 m kratší vzdálenosti, nežli vozidlo s koeficientem aerodynamického vztlaku $C_L = 0$. Z pravidla při brzdění z vysoké rychlosti narůstá normálová síla, a naopak brzdná síla se snižuje, čímž by měl řidič postupně uvolňovat brzdy [7].

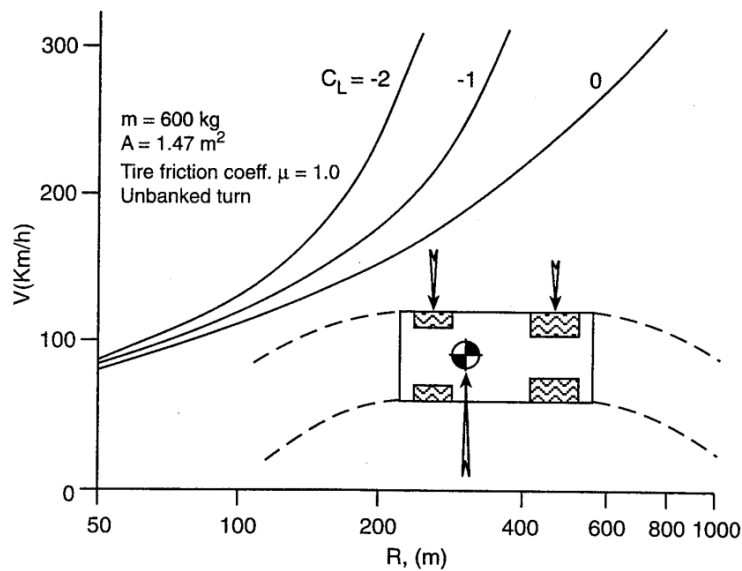


Obrázek 10 Efekt aerodynamického přítlaku při brzdné dráze vůči rychlosti vozidla [7]

Zatáčení v maximální rychlosti

Předchozí dva příklady se zabývaly pouze podélnými vlivy na výkonnost vozidla. Nejjednodušším příkladem vlivu aerodynamiky na boční výkon vozidla je uvažováno ustáleného zatáčení závodního vozu na rovné vozovce. Síly působící na pneumatiky vozidla

se zvyšují s aerodynamickým přítlakem a odstředivou silou. Tyto veličiny se také narůstají, a to s rychlostí zatáčení pro daný poloměr. Na následujícím obrázku 11 je vozidlo považováno za bodové těleso, které projíždí zatáčkou bez náklonu. Křivky vyjadřují maximální rychlost v závislosti na poloměru zatáčky „R“ pro tři různé koeficienty vztlaku „ C_L “ včetně maximálního součinitele tření pneumatik, který je $\mu = 1$. Velikost tohoto vlivu lze pozorovat na příkladu při volbě poloměru zatáčení $R = 200$ m. V tomto případě s maximálním součinitelem tření pneumatik může vozidlo bez křídel ($C_L = 0$) bezpečně zatáčet rychlostí necelých 150 km/h. Zvýšením normálového zatížení pneumatik aerodynamickým přítlakem lze rychlost zvýšit přibližně o 100 km/h, pokud je dosaženo koeficientu aerodynamického přítlaku $C_L = -2$ [7].



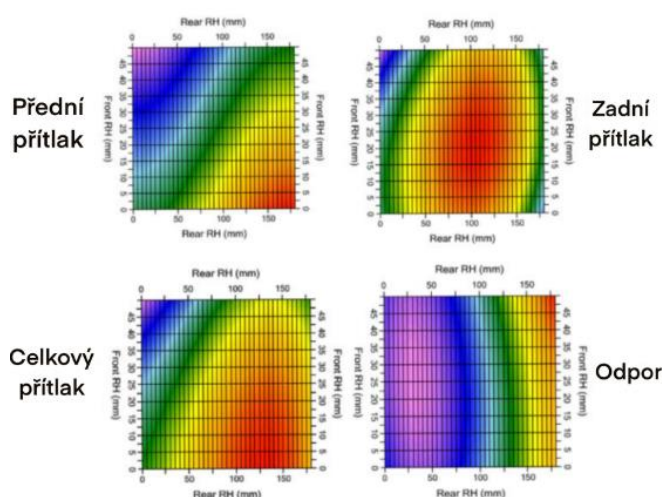
Obrázek 11 Efekt aerodynamického přítlaku na maximální zatáčecí rychlost [7]

Aerodynamické mapy

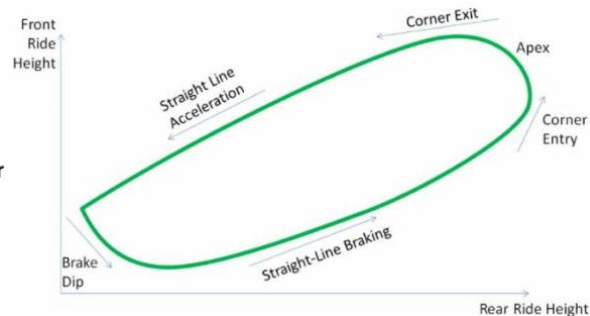
Aerodynamické mapy se používají pro způsob vizualizace vztahu mezi různými parametry. V případě závodního vozu se sledují parametry aerodynamického vztlaku, odporu a jejich rovnováha, které jsou závislé na přední a zadní světlé výšce vozu či úhlu zadního křídla. Také se sledují závislosti mezi těmito parametry a následně se dle efektivního vizuálního porovnání určuje ideální nastavení geometrie podvozku včetně aerodynamických vlastností závodního vozu.

Aerodynamické mapy jsou velmi důležitým nástrojem pro konstruktéry ke stavbě a následnému nastavení závodního vozidla. Tyto modely jsou následně využívány k předpovídání chování vozu dle nastavení jednotlivých parametrů. Schopnost zkoumat a rychle pochopit vlivy různých změn nastavení je velmi zásadním faktorem. V případě změny jezdce, trati či podmínek, je pochopitelné, proč se modelování stalo tak důležitou součástí inženýrství v motorsportu.

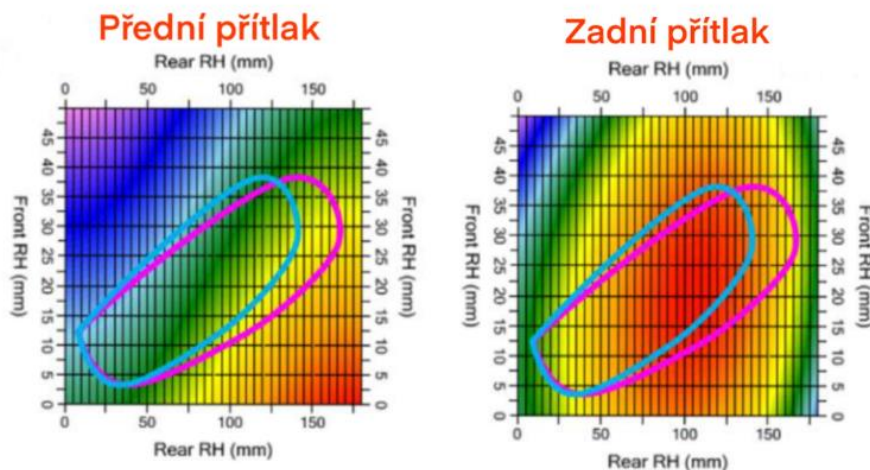
Pro různé jízdní světlé výšky přední a zadní nápravy lze množství přitlaku znázornit různou barevnou škálou, přičemž červená barva znamená vysoký přitlak, a naopak modrá barva vyznačuje nízké hodnoty přitlaku, jež je znázorněné na obr.12. Samostatně lze aerodynamické mapy použít k vizualizaci přední a zadní nápravy, celkového přitlaku a odporu vzduchu. Následně lze využívat i obálky světlé výšky, které znázorňují její proměnu při určitém jízdním úkonu. Jako jednoduchý příklad lze použít monopost formule, u kterého převažuje aerodynamika, tzn. množství přitlaku se zvyšuje s rychlostí. Tedy při akceleraci v přímém směru, kdy je rychlost vozidla vysoká, působí na vůz větší síla, a proto se přední i zadní světlá výška snižuje, jako je graficky znázorněno na obr.13. Tuto obálku lze následně překrýt na aerodynamické mapě a analyzovat různá nastavení, které je uvedeno na obr.14. Vidíme, že rozšířením obálky jízdní výšky (růžová oblast) získá vůz o něco více přitlaku vpředu (žlutá oblast). Mezitím vzadu se maximální přitlak (červená oblast) přesune do středu obálky jízdní výšky, což je pro stabilitu vozidla žádoucím účinkem[8].



Obrázek 13 Světlá výška vozidla v závislosti dosahovaného přitlaku



Obrázek 12 Obálka světlé výšky [8]



Obrázek 14 Aerodynamická mapa s obálkou světél výšky [8]

4.4 Jízdní odpory

Jízdní odpory působí v opačném smyslu pohybu vozidla, avšak není možné tyto odpory zaměnit s brzdou silou [9].

4.4.1 Odpor valivý

Vznik valivého odporu je vždy mezi deformací pneumatiky a vozovkou. Pokud nastane případ, že je vozovka dokonale tuhá, dochází pouze k deformaci pneumatiky. Styku pneumatiky s vozovkou se říká stopa, která je pouze v určité ploše za daných jízdních podmínek. U pneumatiky dochází ve směru valení ke stlačování jejího obvodu do roviny vozovky, a naopak v zadní části pneumatiky se narovná. V důsledku ztrát v pneumatice, které se přeměňují na teplo, je potřebné vyvinout větší sílu k jejímu stlačení, než síly, kterými v daný moment pneumatika působí na vozovku pro její navrácení do původního tvaru.

Nejdůležitějším parametrem valivého odporu je jeho součinitel „ f_k “, který je závislý na povrchu vozovky, vlivu deformace a vlivu rychlosti kola. Deformace pneumatiky je závislá hlavně na jejím nahuštění, kdy při nižším tlaku vzduchu dochází k větší deformaci, se kterou je spjata deformační práce a práce tlumící, což značně zvyšuje valivý odpor. Pokud jsou tedy využívány nižší tlaky, pneumatika ve velkých rychlostech nestačí vyrovnávat deformace, které vznikají na přední části kontaktní plochy. Valivý odpor se také zvyšuje v důsledku s kmitáním bočních stěn [9].

4.4.2 Odpor vzdušný

Pohybující se vozidlo musí překonat vzdušný odpor, který proudí kolem horní části karoserie, částí mezi vozovkou a spodní částí vozidla. Proudění vzduchu, které jsou za vozidlem, vytvářejí víření. Tímto způsobem vzniká vzdušný odpor, který je možné vypočítat dle výslednice normálových tlaků vzduchu na povrchu karoserie a třecích sil, které na vozidlo působí tečně ve směru proudění vzduchu. Nad vozidlem tedy vzniká velký podtlak, a naopak pod vozidlem vzniká menší vztlak a tím vzniká tzv. indukovaný vzdušný odpor, který popisuje víření vzduchu v příčné rovině jedoucího vozidla [9].

Celkový vzdušný odpor lze vypočítat dle vztahu:

$$F_x = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_r^2 \cdot C_x \cdot S_x \quad (4)$$

Kde:

F_x - síla aerodynamického odporu [N]

v_r - výsledná rychlost proudění vzduchu kolem vozidla [m/s]

S_x - celková čelní plocha vozu [m²]

ρ - měrná hmotnost vzduchu [kg/m³]

C_x - součinitel vzdušného odporu [-].

4.4.3 Odpor stoupání

Bylo popsáno v kapitole 4.2.5 - stoupání

4.4.4 Odpor zrychlení

V případě, že vozidlo akceleruje, působí na něj setrvačná síla, která je v opačném směru jízdy a je nazývána odporem zrychlení. Tento odpor se skládá z odporu zrychlení posuvné části o dané hmotnosti a z odporu zrychlení rotačních součástí. Abychom překonali odpor rotačních součástí vozidla, musí být vyvinut dostatečný hnací moment na kola, který je celkově složen z momentu rotujících částí motoru, převodového ústrojí a kol [9].

4.4.5 Celkový jízdní odpor, potřebná hnací síla

Celkový jízdní odpor lze určit sečtením všech odporů, kterými jsou – odpor valivý, vzdušný, stoupání a zrychlení [9].

4.5 Pneumatiky v dynamice vozidla

Vozidlo se dotýká země prostřednictvím kol. Pokud má kolo složku rychlosti kolmou na rovinu otáčení, působí na něj síla kolmá na směr jeho pohybu. Jinými slovy, síla působící na kolo, jež umožňuje pohyb vozidla, je vyvolána relativním pohybem vozidla vůči zemi a vzniká na vozovce.

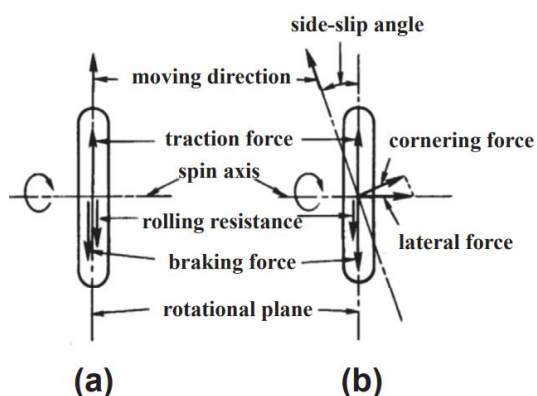
Kola namontovaná na vozidle nejenže udržují hmotnost vozidla při otáčení a vytvářejí trakční/brzdné síly, ale hrají také významnou roli při zajišťování nezávislosti pohybu. Při řešení dynamiky a řízení vozidla je nezbytné mít znalosti o silách, které působí na kolo. Následující podkapitoly se zabývají mechanismem vzniku síly vyvolané relativním pohybem vůči vozovce a vysvětlením jeho charakteristik [10].

4.5.1 Pneumatiky vytvářející boční sílu

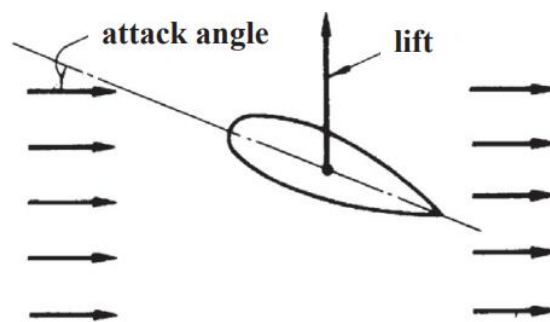
Pneumatika a úhel bočního prokluzu (z angl. *side-slip angle*)

Obecně platí, že když se vozidlo pohybuje po přímce, směr otáčení kola se shoduje se směrem jízdy. Jinými slovy, směr jízdy kola je v přímce s rovinou otáčení kola. Pokud však vozidlo vykonává boční pohyb anebo pohyb do stran, může být směr jízdy mimo přímku s rovinou otáčení kola.

Na obr.15 je kolo při pohledu shora, kde (a) je směr jízdy v přímce s rovinou otáčení a (b) ukazuje, že není v přímce. O kole v bodě (b) se říká, že má boční prokluz. Tento prokluz značí úhel mezi směrem jízdy kola a rovinou otáčení neboli směr jeho pohybu a nazývá se úhel bočního prokluzu. Na kolo působí také tažná síla, pokud se kolo pohybuje ve směru jízdy, nebo brzdná síla, pokud se brzdí. Vždy působí také síla valivého odporu. Pokud má kolo boční prokluz, jako v bodě (b), vzniká síla, která je kolmá na jeho rovinu otáčení. Tuto sílu lze považovat za reakční sílu, jež zabraňuje bočnímu prokluzu, když kolo vytváří úhel bočního prokluzu. Jedná se tedy o velmi důležitou sílu, na které záleží nezávislý pohyb vozidla. Obvykle se tato síla nazývá boční síla, zatímco složka, která je kolmá k rovině otáčení kola se nazývá zatačecí síla. Pokud je úhel bočního prokluzu malý, považují se tyto dva úhly za stejné. Tato síla odpovídá vztlakové síle, která působí na těleso pohybující se v tekutině pod úhlem náběhu, viz obr.16 [10].



Obrázek 15 Pneumatika v pohybu, (a) bez bočního prokluzu a (b) s bočním prokluzem [10]

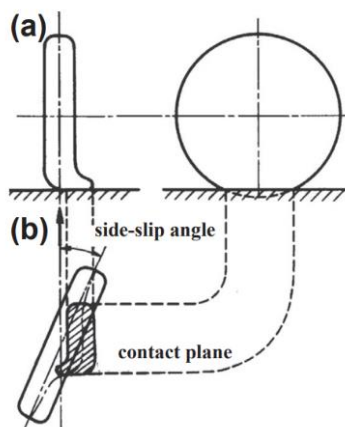


Obrázek 16 Vztlaková síla [10]

Deformace pneumatiky při bočním prokluzu a boční síle

Síly obecně působí přes styčnou plochu mezi pneumatikou a vozovkou. U pneumatiky s bočním prokluzem, jak ukazuje obr.17, se očekává deformace v oblasti styčné plochy pneumatiky a jejího vnějšího obvodu: (a) ukazuje čelní a boční pohled deformace pneumatiky; (b) ukazuje deformaci styčné plochy a vnějšího obvodu pneumatiky při pohledu shora. V přední části povrchu je směr deformace téměř rovnoběžný se směrem jízdy pneumatiky. V této části nedochází k relativnímu prokluzu vůči vozovce. Při malém úhlu prokluzu pneumatiky je celá styčná plocha podobná a zadní část styčné plochy má největší boční deformaci. Když se úhel prokluzu pneumatiky zvýší, zůstává přední část povrchu

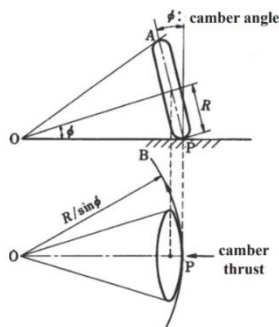
téměř rovnoběžná se směrem jízdy pneumatiky. Míra deformace se snižuje v blízkosti středu styčné plochy. Boční deformace je největší v určitém bodě mezi přední a zadní částí povrchu. Za tímto maximálním bodem se styčná plocha pneumatiky vzdaluje od osy pneumatiky a boční deformace se nezvyšuje. Pokud dojde k většímu úhlu prokluzu nežli 10-12°, mizí styčná plocha, která je rovnoběžná se směrem jízdy pneumatiky. Deformace styčné plochy je téměř symetrická kolem středu kola a tvoří ji téměř všechny oblasti prokluzu [10].



Obrázek 17 Deformace pneumatiky při bočním prokluzu, (a) přední a boční pohled a (b) pohled shora [10]

Náklon pneumatiky a boční síla

Na obr.18 je znázorněn úhel mezi rovinou otáčení pneumatiky a svislou osou, který se nazývá úhel odklonu (z angl. *Camber angle*). Pokud se pneumatika s úhlem odklonu „f“ volně otáčí ve vodorovné rovině, jak je znázorněné na obr.18, vytváří pneumatika kružnici o poloměru $\frac{R}{\sin(\varphi)}$ a počátek má v bodě O. Pokud je kruhový pohyb pro pneumatiku s úhlem odklonu zakázán a pneumatika je nucena pohybovat se pouze po přímce, bude na pneumatiku působit síla, která je taktéž znázorněna v obr.18. Tato síla způsobená náklonem mezi pneumatikou a vozovkou se nazývá síla odklonu z angl. *Camber thrust* [10].



Obrázek 18 Pneumatika s odklonem a síla odklonu [10]

4.5.2 Síly působící na pneumatiky v zatáčkách

Na obrázku 19 lze vidět síly působící na nepoháněnou pravou pneumatiku. Je vidět, že odstředivá síla od nápravy prochází ložisky kola, a proto působí v jeho středu a kolmo na osu pneumatiky. Proti ní působí přílnavá síla z kontaktní plochy s vozovkou, jejíž výslednice „ F_y “ je rovněž kolmá na osu pneumatiky. Je však patrné, že v důsledku deformace styčné plochy se síla „ F_y “ vyskytuje v určité vzdálenosti za osou kola. Toto posunutí se nazývá stopa pneumatiky z angl. *pneumatic trail* „ t “. Hodnota „ t “ dosahuje maxima přibližně v polovině maximálního úhlu prokluzu a poté klesá, jak se pneumatika blíží k maximální přílnavosti. Je zřejmé, že stopa pneumatiky způsobuje moment kolem osy řízení, který se snaží napřímit kolo, a tím vyvést vozidlo ze zatáčky. Tento moment se označuje jako samo-vyrovnávací moment (z angl. *self-aligning torque*). Tento moment se vypočítá následovně:

$$\text{Selfaligning torque} = F_y \cdot t \quad (5)$$

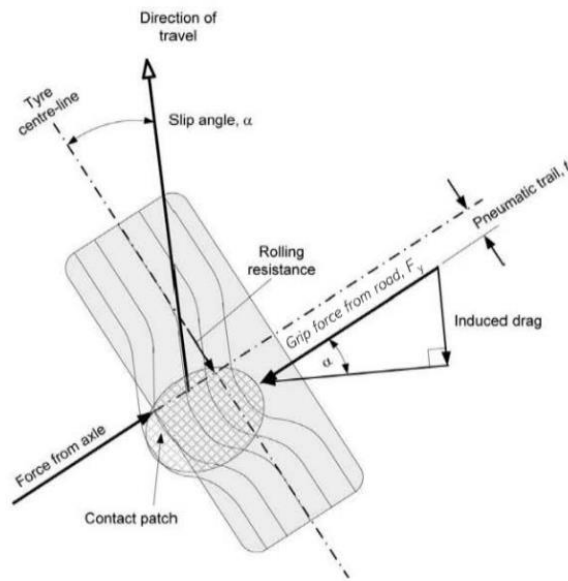
Self-aligning torque - samo vyrovnávací moment [N·m]

F_y - síla v ose „ Y “ [N]

t - stopa pneumatiky [mm]

Samo-vyrovnávací moment se přenáší prostřednictvím mechanismu řízení a řidič jeho odezvu pociťuje na volantu. Snímáním nárůstu a poklesu tohoto momentu může řidič předvídat nástup maximální špičkové přílnavosti. Tomu se říká „dobrý pocit z řízení“ a u silničních vozů může být maskován příliš agresivním posilovačem řízení. Na obrázku 19 je také znázorněno, že sílu přílnavosti „ F_y “ lze rozdělit na dvě složky – rovnoběžnou a kolmou ke směru pohybu vozidla. Kolmá složka $F_y \cdot \cos(\alpha)$ je v podstatě odstředivá síla a pro reálné úhly prokluzu „ α “ ji lze obecně vyjádřit jako „ F_y “. Rovnoběžná složka je rovna $F_y \cdot \sin(\alpha)$ a působí proti směru pohybu a je známý jako indukovaný odpor pneumatiky. To vysvětluje, proč řidič musí přidávat plyn, aby udržel konstantní rychlost v dlouhé zatáčce. Pneumatiky také podléhají valivému odporu, který se vyskytuje při nulovém úhlu prokluzu.

Valivý odpor vzniká u volně se valícího kola a je způsobem energií spotřebovanou na stlačení a deformaci pneumatiky při vstupu gumy do kontaktní plochy [11].



Obrázek 19 Působící síly na nepoháněnou pneumatiku [11]

Vliv svislého zatížení

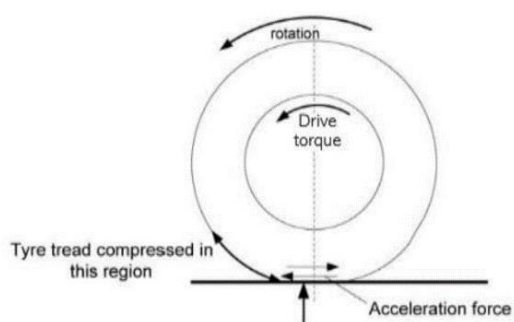
Při velmi malých úhlech bočního prokluzu nemá svislé zatížení pneumatiky téměř žádný vliv na boční sílu. Větší znatelné boční síly se právě projevují až u větších úhlů bočního prokluzu. Matematické modely ukazují, že zatížení pneumatiky ovlivňuje pouze boční sílu v oblasti, kde dochází k relativnímu prokluzu mezi pryží běhounu a vozovkou.

Dále se zkoumá vliv svislého zatížení pneumatiky na její tuhost v zatáčkách. Při zvyšování zatížení pneumatiky roste tuhost v zatáčkách, ale po překročení určité meze tato tuhost klesá. Tuhost v zatáčkách vydělená odpovídajícímu zatížení pneumatiky se nazývá koeficient tuhosti v zatáčkách. Po překročení meze tento koeficient v zatáčce klesá se zatížením pneumatiky téměř lineárně. Tuhost v zatáčkách lze v závislosti na pneumatiky aproximovat jako parabolou, která prochází počátkem. Pneumatiky se obvykle používají v oblasti, kde tuhost v zatáčkách roste s vertikálním zatížením [10].

4.5.3 Síly působící na pneumatiky při akceleraci / brzdění

Na obrázku 20 je znázorněno hnané kolo při zrychlovacím momentu. Síla od vozovky tlačí vozidlo dopředu a způsobuje podélný prokluz v kontaktní ploše, jak je

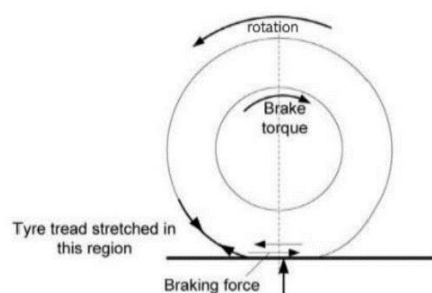
znázorněné na obrázku. To způsobuje stlačení, a tím smrštění běhounu pneumatiky před kontaktní plochou. Toto smrštění se přenáší do kontaktní plochy a zmenšuje účinný odvod (tím i jeho poloměr) pneumatiky. Při dané rychlosti vozidla se tedy musí hnané kolo otáčet rychleji než volně otáčející se kolo. V zadní části styčné plochy se běhoun obnovuje sklouznutím po povrchu vozovky a opětovným rozšířením na normální tvar. Rozdíl v rychlosti otáčení hnaného kola ve srovnání s volně se valícím kolem se vyjadřuje ve formě procentuálního trakčního prokluzu.



Obrázek 20 Hnané kolo při zrychlovacím momentu [11]

Při brzdění je tomu však naopak. Na obr.21 je znázorněné, jak brzdný moment způsobuje roztážení běhounu pneumatiky před styčnou plochou, což způsobuje efektivní zvětšení obvodu pneumatiky ve styčné ploše. Proto se brzděné kolo otáčí pomaleji než volně se otáčející kolo.

Pokud se poměr podélné síly přilnavosti podělí svislým zatížením kola a následně se tyto hodnoty vynesou do grafu, lze zjistit, že se maximální hodnoty přilnavosti pohybují přibližně v 10-15 % poměru prokluzu. Tato hodnota je důležitá pro správné nastavení automatického řízení rozjezdu vozidla (z angl. *launch control system*). Taktéž se dají vyčíst z grafu ideální zóny, ve kterých fungují systémy kontroly trakce a protiblokovací systém brzd [11].



Obrázek 21 Brzdný moment působící na pneumatiku [11]

4.5.4 Testování pneumatik

Testování pneumatik je nedílnou součástí vývoje kteréhokoliv automobilu. Data, která jsou získána pomocí provedených testů, jsou velmi důležitá a jsou ovlivňujícími faktory pro celkovou dynamiku vozu a pro konstrukci podvozku.

Testování pneumatik se praktikuje dvěma způsoby:

1) Fyzické testování

Při fyzickém testování pneumatik se musí na vozidlo namontovat senzory, které se umísťují do kol. Pomocí senzorů je možné naměřit působící síly „ F_x , F_y a F_z “ včetně momentů „ M_x , M_y a M_z “, které na vozidlo působí v průběhu jízdního režimu. Dále je také možné měřit úhel prokluzu pomocí senzoru, který se umísťuje buď do kol, tak do osy těžiště vozidla. Senzory umístěné v kolech mohou mít lehce zkreslené výstupní hodnoty oproti reálným, neboť v průběhu jízdy dochází ke kroucení rámu vozidla. Dále je možné pomocí dalších senzorů měřit teploty pneumatiky v celé šířce a tlaky vzduchu.

Fyzické testování s sebou nese spoustu výhod, jako jsou např. reálný povrch vozovky, subjektivní zpětná vazba řidiče, samotná interakce s vozidlem a dostupnost. Avšak jsou zde i nevýhody, kterými jsou prostředí, testovací rozsahy a těžká kontrolovatelnost a opakovatelnost stejného jízdního režimu např. konstantní rychlost, konstantní poloměr zatáčení apod.

2) Testování v laboratoři

Testování v laboratořích nabízí dvě možnosti: na bubnu nebo mezi dvěma otáčejícími se válci. U obou metod je použit pás brusného papíru, který simuluje povrch vozovky s určitým přepočtovým koeficientem adheze povrchu. Výhodou bubny oproti válcům je styčná plocha, která se u bubny nemusí vyrovnávat. Pro měření mezi válci se k vyrovnání pásu do vodorovné polohy využívá stlačený vzduch, který má rozdílné teploty dle venkovních podmínek, což je nežádoucí efekt, který může ovlivňovat teplotní rozsahy testované pneumatiky. Pneumatika na ráfku je uložena na speciálním rameni, které dokáže simulovat zatížení, odklon pneumatiky a jízdní režim zatáčení v určitém rozsahu.

Výhodami této metody jsou kontrolovatelné prostředí a podmínky nejsou ovlivněny počasím, jednoduchost řízení procesu a jeho opakovatelnost. Nevýhodami jsou simulované povrchy pomocí různých pásů brusných papírů s jinou drsností a musí se dělat přepočty pro reálné hodnoty, dostupnost testování, jelikož na světě je pouze malé množství společností, které se testování pneumatik zabývají a v poslední řadě cena, která je oproti fyzickému testování velmi rozdílná [12].

4.5.5 Modely pneumatik

Modelování sil v pneumatikách vyžaduje velmi zvláštní pozornost, zejména pokud je třeba vedle stacionárního chování zahrnout i chování v nestabilním stavu tzn. při jízdě. Obecně se rozlišují tři typy modelů pneumatik:

- matematické modely
- fyzikální model
- kombinace matematického a fyzikálního modelu.

Jedním z nejpoužívanějších modelů pneumatik je tzv. *Magic Formula* model, který vytvořili H. Pacejka a E. Bakker. Model pneumatiky s *Magic Formula* je čistě matematickým popisem vztahu mezi vstupy a výstupy kontaktu pneumatiky s vozovkou za kvazistatických podmínek. Tento model umožňuje, aby byly charakteristiky bočních vodících sil, brzdících sil a vyrovnávacího momentu popsány matematicky. Přesněji se jedná o obvodové síly „ F_x “ s obvodovým prokluzem „ s “, boční síly „ F_y “ s úhlem prokluzu „ α “ a vyrovnávacího momentu „ M_z “ s úhlem prokluzu „ α “. Tyto vztahy se určují při kvazistatickém odvalování nebo manévrech vozidla a aproximují se pomocí matematických funkcí [13].

5 Praktická část práce

5.1 Přenos zatížení v ustáleném stavu

V této kapitole je popsána funkce a výsledky matematického modelu přenosů zatížení. Tento matematický model je vytvořen v softwaru Excel na základě pomocného materiálu od společnosti OptimumG a je určený pro výpočet přenosu zatížení v předem definované situaci. Celkově se v matematickém modelu nachází 13 listů, z čehož 1. list slouží pro zadání vstupních hodnot. Další listy jsou určeny k výsledkům, které nezapočítávají vliv pneumatiky a další jejich vliv započítávají na podélné a příčné přenosy sil. Poslední 4 listy jsou určeny pro výpočet pružení tlumičů a jejich charakteristiku v dané situaci. V této kapitole se však autor věnuje vstupním datům, příčných a podélných přenosů zatížení s vlivem pneumatik. Ustáleným stavem je myšleno vozidlo, které v daný moment „stojí“, ale působí na něj definované síly. Získané výsledky slouží jak pro nový návrh koncepce aerodynamických komponent a podvozku, tak i pro konstrukční návrhy, které se navrhují dle působení sil.

5.1.1 Vstupní data

Vstupní data jsou rozdělena do několika podkategorií. První vstupní hodnotou bylo určení situace, ze které byly následně provedeny výpočty. Tyto hodnoty byly zadány na základě průměrné hodnoty při průjezdu zatáčkou zjištěné ze získaných dat pomocí telemetrie ve vytrvalostním závodě studentských formulí Endurance. Průměrnými hodnotami lze zjistit příčné zrychlení 1,5 G při rychlosti 60 km/h a 0,2 G podélného zrychlení.

- Rozměry

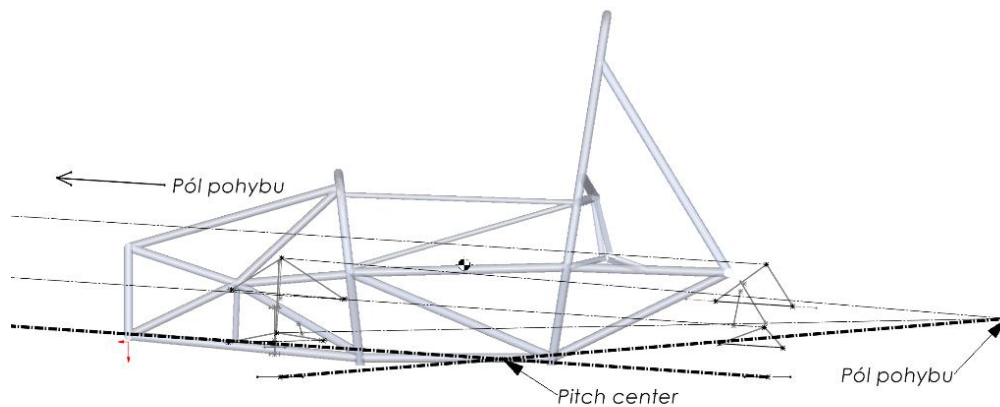
Rozměry se týkají pouze základních zástavbových parametrů. Jedná se o rozvor a rozchod přední a zadní nápravy. Tyto rozměry byly zadány z koncepce vozu 9. generace monopostu. Zadané parametry 9. generace monopostu jsou zobrazeny v následujícím obrázku 22.

Dim.	Wheel base	1560,00	mm
	Front track	1230,00	
	Rear track	1220,00	

Obrázek 22 Základní rozměry FS.09 [archiv autora]

- Hmotnosti a momenty setrvačnosti

Matematický model není vytvořen na základě hmotného bodu tělesa, jelikož by nebylo dosaženo správných výsledků a z tohoto důvodu je nutné definovat hmotnosti a momenty setrvačnosti. Vstupními daty hmotností byly zadány parametry celkové pohotovostní hmotnosti, rozložení hmotnosti monopostu, přední a zadní neodpružené hmotnosti na jedno kolo, celková výška těžiště, výška těžiště neodpružených hmotností jednotlivé nápravy a pozice těžiště odpružené hmotnosti vozidla. Následně bylo potřebné zjistit přesnou pozici středu kinematické rozteče (obr.23), okolo kterého se vozidlo zanořuje či zvedá při brzdění nebo akceleraci. Posledními zadávanými parametry byly moment setrvačnosti odpružené hmotnosti a moment setrvačnosti středu kinematické rozteče.



Obrázek 23 Skica pro zjištění středu kinematické rozteče [archiv autora]

Celková hmotnost monopostu byla zvolena na základě předpokládané nejvyšší pohotovostní hmotnosti pro 9. generaci monopostu, jejíž hodnota byla stanovena na 290 kg. Od této hmotnosti se odvíjejí hodnoty rozložení hmotností náprav, jejíž stanovena hodnota je 48,7 % na přední nápravu. Neodpružené hmotnosti pro přední a zadní kola byly určeny pomocí softwaru SolidWorks 2024, kde bylo nejprve potřebné definovat součásti, které jsou zahrnuty do neodpružené hmotnosti. Pomocí tohoto výběru byla také zjištěna výška těžiště neodpružených hmotností přední a zadní nápravy. Celková výška těžiště byla vypočtena na základě rozpadů vozidla do jeho funkčních celků, u kterých byla stanovena jejich hmotnost a dle jednotlivých rozpadů bylo následně vypočteno pomocí Excelu pro výpočet pozice těžiště. Pro zjištění přesné pozice středu kinematické rozteče, bylo nejprve potřebné definovat okamžité póly pohybu. Pomocí zjištěných pólů pohybu bylo následně možné

pomocí přímek ze středu kontaktní plochy pneumatiky s vozovkou a průmětem udělat průsečík pro zjištění středu kinematické rozteče. Posledními parametry bylo určení zmiňovaných momentů setrvačnosti. Ty byly opět určeny pomocí selekce součástí monopostu a dle CADu vypočteny.

- Základní parametry podvozku

Základní parametry podvozku byly určeny pomocí softwaru Lotus Suspension Analysis, ve kterém byla zpracována kinematika podvozku. Statická jízdní výška byla určena na 38 mm pro přední a zadní nápravu. Výška středu otáčení vychází dle průmětů kinematických parametrů, kdy pro přední nápravu výška činí 50,9 mm a pro zadní nápravu 24,8 mm. Poslední definovaným parametrem byla tuhost pneumatik, která vychází z modelu pneumatik pomocí softwaru OptimumTire 2 a pro používané pneumatiky Goodyear D2704 je tuhost 160 N/mm.

- Pružiny

Požadovanými parametry pružin je jejich tuhost, která vychází z návrhových pružin o stanovené tuhosti 50 N/mm. Další potřebnou hodnotou je předpětí pružin, která byla stanovena na 0 mm, jelikož ze zkušeností nebylo předpětí potřebné. Následně byl stanovený převodový poměr přepákování, který je v případě 9. generace monopostu na přední nápravě 1,36 a na nápravě zadní 1,25. Poslední hodnoty vycházejí ze základních rozměrů pružin, kterými jsou celková délka a stlačená délka. Rozměry byly určeny výrobcem a celková délka činí 134 mm a stlačená 82 mm, která je stanovena maximálním chodem tlumiče [14].

- Stabilizátory

Parametry definující stabilizátory ve výpočtech jsou tuhost a převodový poměr chodu. Tuhosti stabilizátorů vycházejí z výpočtů, které byly zhotoveny při návrhu. Výsledkem tuhosti předního stabilizátoru je 30 N/mm a pro zadní stabilizátor tuhost činí 20 N/mm. Převodový poměr chodu předního stabilizátoru je 0,99 a zadní stabilizátor dosahuje převodového poměru 1,18.

- Tlumiče

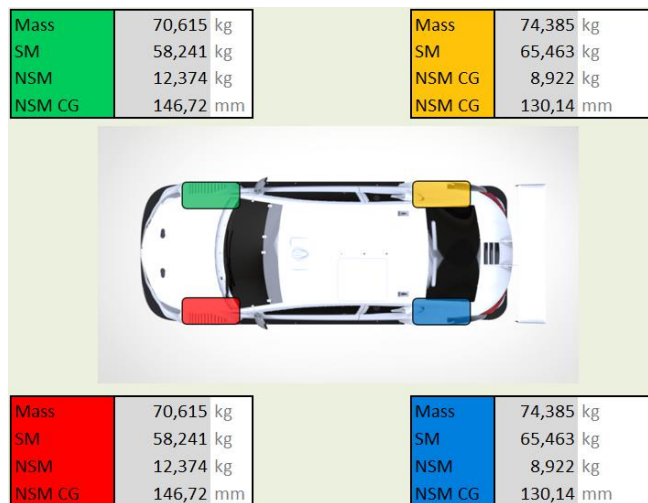
Vstupní parametry tlumičů jsou tlak kapaliny, průměr pístku a převodový poměr. Pro tlak kapaliny a průměr pístku byly zadány hodnoty uváděné výrobcem tlumičů. U obou náprav je zvolené použití stejných tlumičů, takže hodnoty jsou totožné pro přední i zadní nápravu. Tlak kapaliny činí 5 bar a průměr pístku je 22 mm. Převodové poměry jsou stejné jako bylo uvedeno u pružin, jelikož pružiny jsou součástí tlumičů [14].

- Aerodynamika

Zadávané aerodynamické parametry koeficientu přítlaku a jeho rozložení byly určeny na základě CFD simulace pomocí softwaru Ansys Fluent. Celkový koeficient přítlaku vychází na hodnotu 2,11 a jeho rozložení 39,8 % na přední nápravu. Dále byla zadána hustota vzduchu a to 1,225 kg/m³. Posledním parametrem je čelní plocha monopostu, která byla v případě 9. generace monopostu určena pomocí softwaru SolidWorks 2024 a její plocha činí 1,157 m².

- Výsledný model

Výsledný model znázorňuje celkový souhrn rozložení hmotností na jednotlivé kolo vozidla a výšku těžiště neodpružené hmotnosti viz obr.24.



Obrázek 24 Výsledný model [archiv autora]

5.1.2 Shrnutí přenosu zatížení v příčném směru

Na tomto listu jsou všeobecné výsledky, jak se vozidlo při zadané situaci chová. Jsou zde vyobrazeny hodnoty náklonu vozidla, síly působící na tlumiče, magická čísla a zatížení působící na jednotlivé kola. Magická čísla jsou velmi speciální oblastí využívanou při nastavování podvozku pro jednotlivý okruh. Jedná se tak o výkonnostní ukazatele, které pomáhají při komplexním nastavování vozidla. Přesněji se jedná o hodnotu, která je závislá na různých proměnných a pokud by se při testování zjistilo, že se vozidlo po změně nastavení chová hůře, vrací se zpět k původní hodnotě magického čísla [12]. Celkově se jedná o 4 magická čísla. Jednotlivé závislosti magických čísel jsou znázorněny na následujícím obr.25.

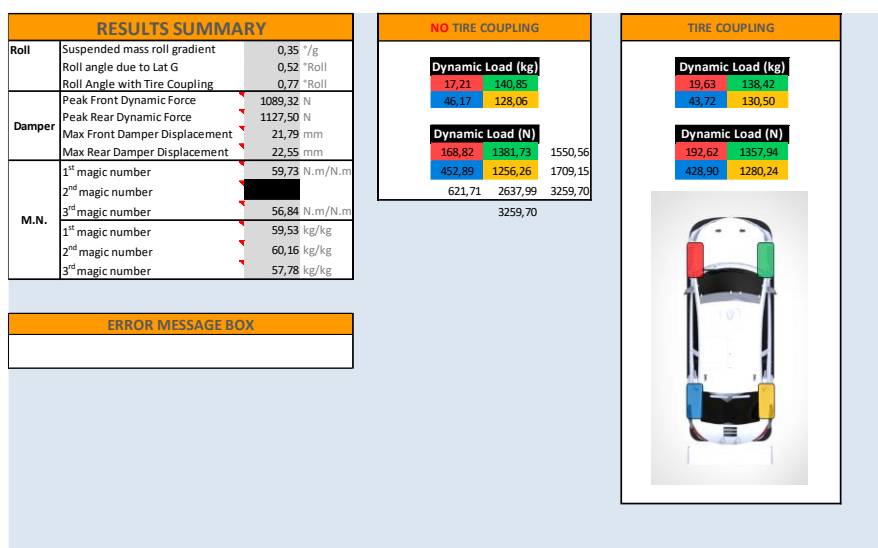
	Odpružená hmotnost			Neodpružená hmotnost	Přední a zadní pneumatiky
	Přední a zadní pružiny	Přední a zadní stabilizátor	Geometrický přenos zatížení přední a zadní nápravy		
1. magické číslo	X	X			
2. magické číslo	X	X	X	X	
3. magické číslo	X	X	X	X	X
4. magické číslo	Rozložení tozní tuhosti šasi			X	X

Obrázek 25 Závislosti magických čísel [archiv autora]

Nejdůležitějšími výsledky na tomto listu se autor zabývá zmiňovanými magickými čísly a zatížením jednotlivých kol počítaných s pneumatikami. Je patrné, že dle zvolené situace pro výpočty se jedná o levotočivou zatáčku. Vede k tomu i fakt, že levé přední kolo je nejméně dynamicky namáhané a síla dosahuje pouhých 192,62 N. K maximálnímu dynamickému zatížení dochází na pravém předním kole, kde síla dosahuje necelých 1360 N. U zadní nápravy dosahuje zatížení u pravého kola 1280,24 N a u levé 428,9 N. Z prvního pohledu je zřejmé, že pravá strana vozidla je i v důsledku odstředivých sil zatěžována mnohem více. Tato vypočtená data poslouží i při návrhu podvozku, jeho celkové tuhosti a tuhostem tlumičů včetně stabilizátorů.

V matematickém modelu není počítáno se 4. magickým číslem, jelikož by byla potřebná i proměnná tuhost rámu, která v případě Formula Student není možná změnit po zhotovení konstrukce rámu. Všechna čísla mají v porovnání obdobnou váhu, jedná se však o čísla důležitá pro nastavení a je doporučeno se těchto výsledných hodnot držet do prvního testování monopostu 9. generace. Každá změna zmiňovaných proměnných v tabulce ovlivní

všechny výsledky, ať už by to byla změna výrobce pneumatiky, změna tuhosti pružin či stabilizátorů. Dosahované výsledky jsou zobrazeny v následujícím obr.26.



Obrázek 26 Souhrn celkových výsledků [archiv autora]

5.1.3 Přenos zatížení v příčném směru s vlivem pneumatik

Na tomto listu jsou výsledky přenosů zatížení rozdělené do všech složek jako jsou přenosy zatížení neodpružených hmotností, geometrický přenos zatížení, elastický přenos zatížení a celkový přenos zatížení viz obr.27. Dále je také zjištěn moment náklonu v dané situaci a celkový proti točivý moment, který je součtem výsledků působících momentů na nápravu vzniklých pružinami, stabilizátory a pneumatikami.

Geometrický přenos zatížení se nejjednodušeji chápe jako přenos zatížení vyplývající z ramene momentu mezi bočními silami na styčné ploše a působištem těchto sil na podvozek prostřednictvím prvků zavěšení, kterým je střed náklonu [15].

Elastický přenos zatížení je oproti geometrickému definován velikostí ramene momentu mezi těžištěm vozidla a středem náklonu. Jedná se tak o schopnost bočního zrychlení vytvářet valivý moment kolem těžiště [15].

Přenos zatížení neodpružené hmotnosti byl vypočítán na základě neodpružené hmotnosti nápravy, tíhovým zrychlením, příčného zrychlení, těžiště neodpružené hmotnosti a tento součin byl podělen rozchodem kol nápravy. Celkově se toto zatížení rovná 43,44 N pro přední nápravu a pro nápravu zadní 28,01 N.

Geometrický přenos zatížení byl vypočten na základě odpružené hmotnosti, tíhovým zrychlením, rozložením odpružené hmotnosti, příčným zrychlením a pozicí středu náklonu a opět byl tento součin podělen o jednotlivý rozchod nápravy. Celkově geometrický přenos hmotnosti činí 70,93 N u přední nápravy a u nápravy zadní 39,16 N.

Elastický přenos zatížení byl vypočten na základě odpružené hmotnosti, příčného zrychlení, tíhovým zrychlením, rozdílem vzdálenosti těžiště odpružené hmoty a osy náklonu, součtu proti točivých momentů pružin a stabilizátorů podělenou celkovým proti točivým momentem a celkový součin byl podělen rozchodem kol nápravy. Celkový elastický přenos zatížení na přední nápravu činí 468,29 N a pro nápravu zadní 358,50 N.

Posledním krokem bylo dopočítání celkového přenosu zatížení, který je součtem přenosu zatížení neodpružené hmotnosti, elastické a geometrické. Výsledkem pro přední nápravu je celkový přenos zatížení 582,66 N a pro zadní nápravu 425,67 N.

Generovaný moment náklonu dosahuje 1013,37 N·m, přičemž proti točivý moment dosahuje hodnoty 1323,35 N·m. Z čehož vyplývá, že v dané situaci a vzhledem ke všem působícím zatížení bude generován náklon vozidla o 0,77°.

RESULTS DETAILS					
Weight transfer				TIRE COUPLING	
				Roll	
NSM - W.T.	Front			Roll angle due to lat G	0,77 °
	Lateral	4,43	kg	43,44	N
	Rear			Roll moment	1013,37 N.m
Geo. W.T.	Lateral	2,86	kg	28,01	N
	Front			Roll Gradient	0,51 °/g
	Lateral	7,23	kg	70,93	N
EI. W.T.	Rear			Anti-roll moment total	
	Lateral	3,99	kg	39,16	N
	Front			Anti Roll moment at the FRONT axle coming from	
Total W.T.	Lateral	47,74	kg	468,29	N
	Rear			Springs	
	Lateral	36,54	kg	358,50	N
				ARB	
				Tires	
				Axle	
				Anti Roll moment at the REAR axle coming from	
				Springs	
				ARB	
				Tires	
				Axle	
				Total FRONT + REAR	
				Total	

Obrázek 27 Výsledky přenosu zatížení v příčném směru s vlivem pneumatik [archiv autora]

5.1.4 Změny světlých výšek a jejich charakteristika v příčném směru

Tato podkapitola se věnuje dynamickým posunům a jízdním výškám jednotlivých kol. Jedná se o jednu z nejdůležitějších proměnných, jelikož jsou zde popsány polohy světlé výšky v průjezdu dané situace. Tyto výsledky jsou vhodné k validaci a ke konstrukčním návrhům např. aerodynamických prvků, aby nedocházelo ke kontaktu s vozovkou.

Výpočet je situován na počítání bez přtlaku a s přtlakem. Také byly vypočítány síly působící v tlumičích a pružinách včetně jejich délkové změny, vertikální posuny pneumatik a jejich deformace.

K dynamickému stlačení pružin docházelo na nejvíce zatěžovaných kolech, přesněji pravé přední a zadní kolo. K maximálnímu stlačení došlo k 21,67 mm na zadním kole. Nejvyšší posun kola ve vertikální poloze byl vypočten na pravém předním kole, jehož posun činí 28,96 mm. Největší deformace byla opět zjištěna na předním kole, která dosahuje 8,64 mm. Všechny výsledky jsou uvažovány se započítáním aerodynamického přtlaku.

Výsledky světlé výšky byly hlavními zkoumanými dosahovanými hodnotami, které jsou důležité zejména při zmiňovaném konstrukčním návrhu aerodynamických prvků, ale také statické světlé výšky monopostu. Nejnižší body byly opět na předním a zadním pravém kole, k čemuž vede i největší stlačení pružin na těchto kolech. Světlá výška předního kola činí 25,33 mm a na zadním kole 25,67 mm při počítání s aerodynamickým přtlakem. Pro levou stranu vozidla bylo zjištěno světlé výšky 43,50 mm na předním kole a na kole zadním 42,52 mm. Tyto výsledky signalizují, že nebude docházet ke kolizím s vozovkou v dané situaci v závislosti příčných sil. Ověření proběhlo u následujícího obrázku 28, která znázorňuje dynamické využití tlumičů a v jaké procentuální pozici se nacházejí. Na obrázku je také vyhodnoceno, zdali nedochází ke kolizím s vozovkou a zdali se nějaké kolo nezvedá do vzduchu. Tento problém byl v dřívějších dobách týmu CULS PFR poměrně řešený, jelikož u 5. a 6. generaci monopostů k problému zvedání zadního vnitřního kola docházelo.

Tire Coupling			
Damper Gas Pressure Reaction			
Front	Damper Reaction	190,07	N
	Spring Preload Force	0,00	N
Rear	Damper Reaction	190,07	N
	Spring Preload Force	0,00	N
STATIC FORCES			
	Front Collover	754,82	N
	Rear Collover	722,08	N
STATIC DISPLACEMENTS			
	Collover Displacement	15,10	mm
Front	Wheel Vertical Displacement	20,59	mm
	Tire Static Deflection	4,33	mm
Rear	Collover Displacement	14,44	mm
	Wheel Vertical Displacement	18,05	mm
	Tire Static Deflection	4,56	mm
DYNAMIC FORCES			
		NO DF	DF
Front	Left	560,78	N
	Right	948,86	N
Rear	Left	485,56	N
	Right	958,59	N
NOTE: All displacements are calculated in relation to the ground			
DYNAMIC DISPLACEMENTS			
		NO DF	DF
Front	Collover Displacement	11,22	mm
	Wheel Vertical Displacement	15,30	mm
	Tire Deflection	0,54	mm
	Collover Displacement	18,98	mm
	Wheel Vertical Displacement	25,89	mm
	Tire Deflection	8,12	mm
Rear	Collover Displacement	9,71	mm
	Wheel Vertical Displacement	12,14	mm
	Tire Deflection	2,21	mm
	Collover Displacement	19,17	mm
	Wheel Vertical Displacement	23,96	mm
	Tire Deflection	7,23	mm
DELTA DISPLACEMENTS			
		NO DF	DF
Front	Wheel	-5,29	mm
	Collover	-3,88	mm
	Tire Deflection	-3,79	mm
	Wheel	5,29	mm
	Collover	3,88	mm
	Tire Deflection	3,79	mm
Rear	Wheel	-5,91	mm
	Collover	-4,73	mm
	Tire Deflection	-2,35	mm
	Wheel	5,91	mm
	Collover	4,73	mm
	Tire Deflection	2,67	mm
Ride Heights			
		No DF	DF
Front	Full Droop Ride Height	62,92	mm
	Dynamic Ride Height	47,08	mm
	Full Droop Ride Height	62,92	mm
	Dynamic Ride Height	28,92	mm
Rear	Full Droop Ride Height	60,61	mm
	Dynamic Ride Height	46,27	mm
	Full Droop Ride Height	60,61	mm
	Dynamic Ride Height	29,42	mm
Dynamic Damper Usage			
		No DF	DF
Front	Percentage From Extension	21,37	%
	Percentage From Compression	78,63	%
	Wheel Lifting?	NEPRAVDA	-
	Bottoming Out?	NEPRAVDA	-
	Percentage From Extension	36,49	%
	Percentage From Compression	63,51	%
	Wheel Lifting?	NEPRAVDA	-
	Bottoming Out?	NEPRAVDA	-
Rear	Percentage From Extension	18,68	%
	Percentage From Compression	81,32	%
	Wheel Lifting?	NEPRAVDA	-
	Bottoming Out?	NEPRAVDA	-
	Percentage From Extension	36,87	%
	Percentage From Compression	63,13	%
	Wheel Lifting?	NEPRAVDA	-
	Bottoming Out?	NEPRAVDA	-

Obrázek 28 Výsledné změny světlých výšek a jejich charakteristika v příčném směru [archiv autora]

5.1.5 Podélný přenos zatížení

Pro podélný přenos zatížení bylo vypočteno stejných veličin jako v případě příčného zatížení. Byl vypočten geometrický a elastický přenos zatížení, přenos neodpružené hmoty a celkový přenos zatížení, který je součtem všech zmiňovaných. Posledními výsledky jsou celkové dynamické zatížení v podélném směru na jednotlivá kola.

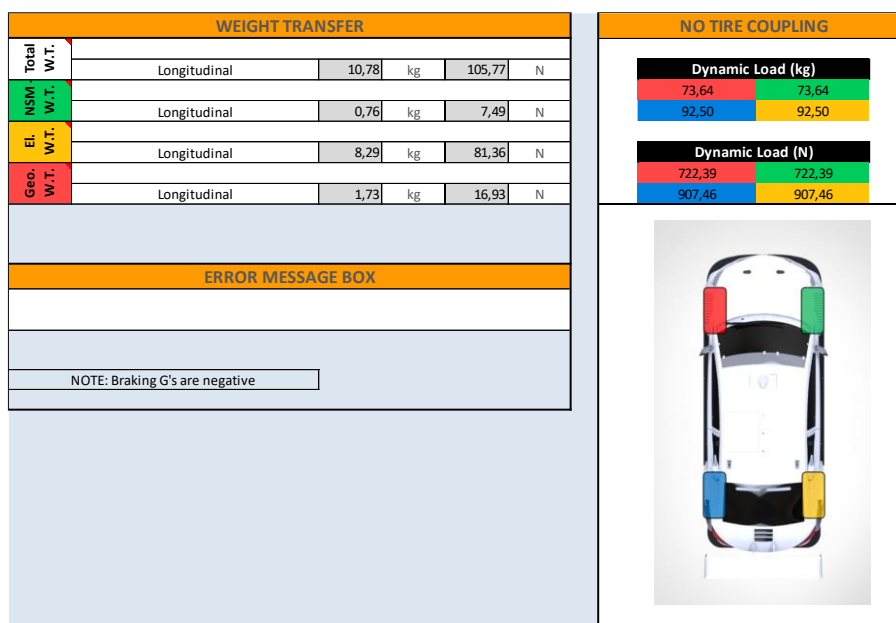
Přenos zatížení neodpružené hmotnosti byl vypočten na základě neodpružené hmotnosti nápravy, podélného zrychlení, tíhového zrychlení, a těžištěm neodpružené hmotnosti nápravy. Obě nápravy byly poděleny rozvorem kol a následně sečteny dohromady. Bylo dosaženo výsledku 7,49 N.

Elastický přenos zatížení byl vypočten na základě odpružené hmotnosti, podélného zrychlení, tíhovým zrychlením, výškou těžiště odpružené hmotnosti, od které byla odečtena výška středu kinematické rozteče. Celkový součin byl následně podělen rozvorem kol. Celkově bylo dosaženo zatížení 81,6 N.

Geometrický přenos zatížení byl vypočten na základě odpružené hmotnosti, podélného zrychlení, tíhovým zrychlením, výškou středu kinematické rozteče a opět byl celkový součin podělen rozvorem kol. U tohoto přenosu bylo dosaženo 16,93 N.

Celkový přenos zatížení je součtem všech zmiňovaných. Celkově se součet rovná 105,77 N, což je oproti příčnému přenosu zatížení mnohem nižší výsledkem. Avšak pro konstrukční návrhy se výsledky nesmějí zanedbávat, jelikož by mělo být zahrnuto obou přenosů zatížení k dosažení věrohodného koeficientu bezpečnosti vyvinutého dílu. Nutno podotknout, že by měla být stanovena situace s vyšším podélným a příčným zrychlením, která odpovídá nejhoršímu možnému scénáři, který může při závodě nastat.

Jako v případě příčného přenosu zatížení, tak i v případě podélného bylo vypočteno celkového zatížení na jednotlivé kola, resp. nápravy, jelikož v podélném směru jsou síly na kola nápravy stejné. K většímu zatížení dochází u nápravy zadní, jejíž síla na kolo je rovna 907,46 N. Na přední nápravě je vyvinuta síla, která činí 722,39 N na jedno kolo. K většímu zatížení dochází u zadní nápravy převážně vlivem rozložení hmotnosti vozidla.



Obrázek 29 Celkové výsledky vlivů podélného přenosu zatížení [archiv autora]

5.2 OptimumLap

Jedním ze základních softwarů zabývajících se dynamikou vozidel je OptimumLap. Tento software byl vyvinut na bázi minimalizace vozidla na jeho nejpodstatnější funkční celky. Vývojáři zjistili, že vozidlo lze definovat pouze deseti parametry. Každý parametr tak představuje určitou část vozidla, jako jsou např. pneumatiky, motor, aerodynamické prvky apod. Z následných simulací lze na základě vyhodnocovaných dat jednoduše zjistit, které aspekty nejvíce ovlivňují výkonnost vozu v závislosti na časy pro konkrétní závodní trati.

Zadávání jednotlivých parametrů vozidla je velmi snadné a všechny hodnoty jsou snadno měřitelné, což přináší spoustu výhod. Po nastavení vozidla je zde velká škála grafů, které pomáhají porozumět výkonnosti vozidla, a můžeme tyto výsledky jednoduše validovat za reálných podmínek.

Model vozidla používaný v softwaru OptimumLap je vytvořený na základě kvazistatického modelu s bodovou hmotností nacházející se v těžišti. Z matematického hlediska se jedná o výrazně zjednodušený model, avšak ve skutečnosti je tento model velmi účinný při analýze globálních trendů výkonnosti vozidla, aniž by bylo nutné zachycovat nebo modelovat podrobnější vlivy sil či okolí a dosahuje velmi přesných výsledků.

Analýza výsledných simulací je prováděna pomocí interaktivních grafů, které pomáhají v časové efektivitě vyhodnocování výsledků při srovnávání více proměnných parametrů či jiných vozidel [16].

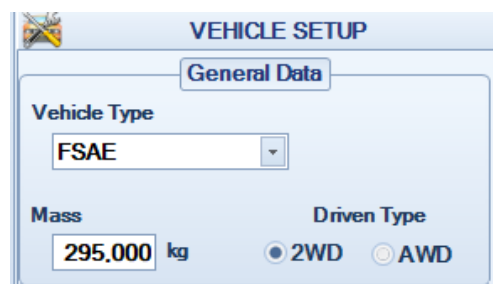
5.2.1 Nastavení parametrů vozidla

Základní data

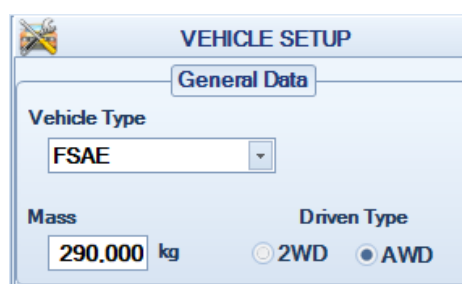
Pro základní vstupní parametry je nutné zadat: typ vozidla (ve výběru z možností jako jsou FSAE, sériové vozidlo, sportovní auto s 8válcovým motorem, rallye auto, prototypové vozidlo, monopost, cestovní vůz, závodní silniční auto a motocykl). Dalšími nastavovanými parametry jsou pohotovostní hmotnost a typ poháněné nápravy.

Pro nastavení a porovnávání byl zvolen výběr dvou monopostů Formula Student týmu CULS Prague formula racing, přesněji se jedná o monoposty 7. a 9. generace FS.07 a FS.09. Jedná se o dvě odlišné koncepce vozů, jelikož 7. generace byla poháněna pouze spalovacím motorem s pohonem na zadní nápravě. Novější 9. generace monopostu má hybridní pohon. Přední náprava je poháněna elektromotory uložených v předních nábojích kol a zadní náprava spalovacím motorem.

Pro oba monoposty byl zvolen typ vozidla FSAE (obr. 30 a 31). Hmotnost pro monopost FS.07 byla určena na 295 kg včetně provozních kapalin a řidiče a tato hmotnost byla zjištěna na základě fyzického měření na závodech v roce 2022.



Obrázek 30 Nastavení monopostu FS.07 [archiv autora]



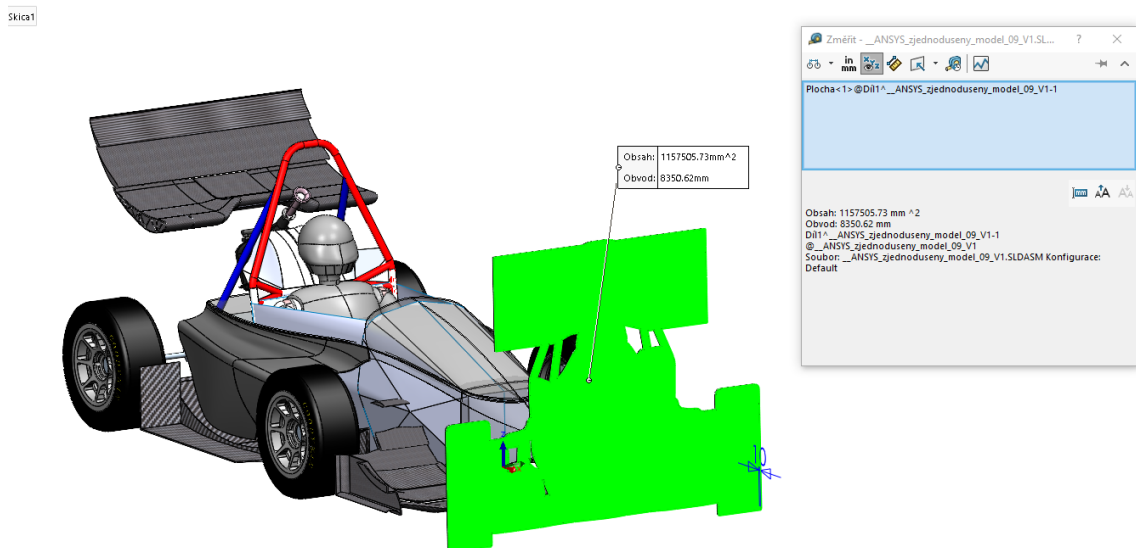
Obrázek 31 Nastavení monopostu FS.09 [archiv autora]

Pro monopost FS.09 byla zvolena hmotnost 290 kg, jelikož došlo k patřičným konstrukčním inovacím a změně výrobce pneumatik, kdy došlo k výraznému snížení hmotnosti o 6,7 kg.

Aerodynamické data

Aerodynamická data jsou zadávána na základě výběru Drag-Lift (koeficient odporu a koeficient vztlaku) nebo Efficiency-Lift (poměr koeficientu vztlaku ku koeficientu odporu), dle kterých je možné určit potřebné vstupní hodnoty. V případě autora bylo zvoleno zadání vstupních hodnot pomocí Drag-Lift. Další vstupní hodnotou je určení koeficientu přítlaku, které byly určeny pomocí simulace v softwaru Ansys Fluent. Následně bylo potřeba určit čelní plochu monopostu, která byla zjištěna pomocí softwaru SolidWorks 2024 viz obr.32. Poslední vstupní hodnotou je hustota vzduchu, která byla zvolena na $1,225 \text{ kg/m}^3$.

Koeficient odporu vzduchu „ C_d “ byl určen z výsledku simulace v softwaru Ansys. Hodnota „ C_d “ je v případě 7. generace 1,18 a pro 9. generaci monopostu 1,165. Dále bylo potřeba určit koeficient přítlaku „ C_L “, k jehož určení bylo opět využito výsledku simulace. Hodnota „ C_L “ je pro 7. generaci 2,36 a pro 9. generaci 2,107. Čelní plocha monopostu vychází z předního pohledu na kompletní monopost a jsou v něm zahrnuty všechny komponenty. Celkový obsah čelní plochy činí pro monopost 7. generace $1,154 \text{ m}^2$ a pro monopost 9. generace $1,157 \text{ m}^2$.



Obrázek 32 Čelní plocha monopostu FS.09 [archiv autora]

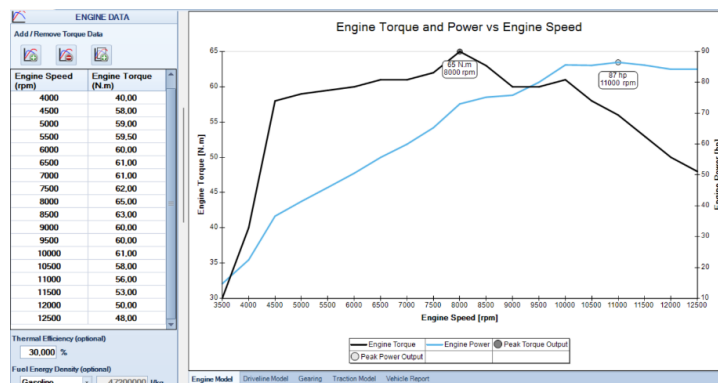
Data pneumatik

První vstupní hodnotou pneumatik je jejich poloměr v nezátíženém stavu v metrech. Další hodnotou je valivý odpor pneumatiky. Data pneumatik jsou velmi důležitá, a to převážně pro koeficienty adheze v podélném a bočním směru. Tyto parametry zásadně ovlivňují celkové časy na jedno kolo tratě, takže je kladen důraz na jejich přesné určení, které může být porovnáváno s dosaženými časy fyzického měření monopostu.

Pneumatiky pro porovnávané monoposty jsou odlišné, protože pro 7. generaci monopostu bylo využíváno pneumatik od výrobce Avon nesoucí označení 14443S se směsí A92 a u monopostu 9. generace bylo použito pneumatik od výrobce Goodyear s označením D2704 a se směsí G19. Všechna data byla získána za použití softwaru OptimumTire 2, který slouží pro zpracování dat z fyzických měření pneumatik, které byly provedeny společností Calspan. Obě pneumatiky mají stejný poloměr, který činí 0,254 m. Valivý odpor byl stanoven dle výsledků a vyčtení z grafů pro používaný tlak 0,8 bar a jeho hodnota činí 0,015. Hodnoty koeficientů adheze v podélném a bočním směru byly stanoveny na základě grafů, které byly následně vynásobeny přepočtovým koeficientem 0,8. Tento koeficient byl zjištěn pomocí porovnání časů z reálné jízdy a výsledkem modelu ze softwaru OptimumTire 2. Hodnoty pro pneumatiky Goodyear jsou dle grafů rovny 3 v podélném směru a ve směru bočním koeficient adheze dosahuje 2,7. Tyto hodnoty vycházejí z měření, které probíhalo na hladkém brusném papíru, a proto jsou jejich hodnoty vyšší, nežli je tomu za reálných podmínek na asfaltovém povrchu. Pro pneumatiky značky Avon byly určeny hodnoty pro koeficient adheze v podélném směru 1,9 a v bočním směru 1,65.

Parametry motoru

Vstupními hodnotami motoru je výkonnostní křivka. Pro její určení je potřebné zadat hodnoty minimálních a maximálních otáček a k jednotlivým otáčkám točivý moment. Z těchto zadaných hodnot následně software sestaví výkonnostní charakteristiku motoru. Dalšími zadávanými hodnotami jsou palivo a tepelná účinnost motoru, avšak tyto vstupní parametry nemají žádný vliv na celkovou výkonnost vozidla při simulacích a časy jsou při jejich změně neměnné. Stanovení rozsahu otáček motoru bylo dle řídicí jednotky a konstrukčního provedení. Průběh točivého momentu byl stanoven na základě výkonové charakteristiky z fyzického měření na válcové brzdě. Jelikož používaný motor Triumph Street Triple 675 je pro monopost 7. a 9. generace totožný, tak data jsou stejná v obou porovnávaných vozidlech. Po zapsání vstupních hodnot software OptimumLap vykreslí výkonnostní charakteristiku motoru jako je možné vidět na následujícím obr.33.



Obrázek 33 Výkonnostní charakteristika motoru [archiv autora]

Parametry převodovky

Při zadávání parametrů je nejprve nutné zvolit požadovaný typ převodovky. Možnostmi výběru jsou sekvenční převodovka či variátor. Při volbě sekvenční převodovky je dále nutné zadat převodové stupně a jejich převodové poměry. Následujícím požadovaným parametrem je koncový převod převodovky. Posledním parametrem je účinnost samotné převodovky udávaná v procentech.

V případě 7. a 9. generace byla zvolena sekvenční převodovka, která vychází z její konstrukce. Převodové stupně jsou u obou generací monopostu používané 2 a jejich převodové poměry jsou uvedeny v následující tabulce (tab.1):

	FS.07	FS.09
1. převodový stupeň	2,6154	2,3125
2. převodový stupeň	1,8571	1,8571

Tabulka 1 Převodové stupně monopostů FS.07 a FS.09 [archiv autora]

Koncový převod je u obou monopostů stejný a jeho hodnota činí 6,599. Hodnota pro účinnost převodovky byla stanovena na 95 %.

5.2.2 Tratě

Závodní trať je posledním krokem pro zhotovení simulace. Tratě mohou být staženy z dostupného komunitního portálu OptimumLap, případně mohou být ručně vytvořeny. V softwaru je možné při tvorbě tratě vybrat z několika druhů, jako jsou stálý okruh, dočasný okruh, etapa rallye, oválný okruh, autokros a sprint.

V případě autora byla zvolena metoda tvorby vlastních map k porovnání. Jedná se o Skidpad a závodní trať z Chorvatska.

Skidpad

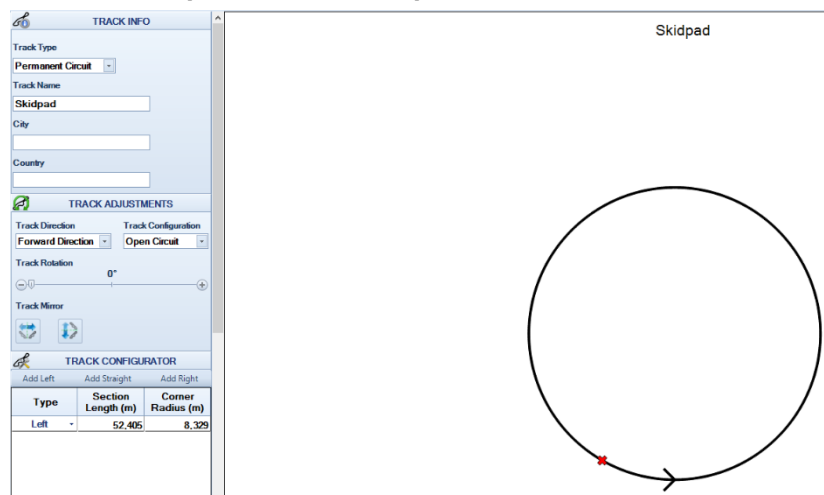
Skidpad je vnímán jako jedna z nezákladnějších výpočtových stavů vozidla. Jedná se o průjezd zatáčkou o konstantním poloměru zatáčení a hlavním cílem je zjištění bočního zrychlení a adheze pneumatik k povrchu. Skidpad je jednou ze 4 dynamických disciplín soutěží Formula Student, jejíž přesná definice s parametry je stanovena dle pravidel FSG. Omezujícími podmínky je vnější a vnitřní průměr. Vnitřní průměr je stanoven na 15,25 m a vnější průměr 18,25 m [17].

Pro software OptimumLap bylo zvoleno zadání parametrů Skidpadu vyplývajícího dle definice v pravidlech Formula Student. Poloměr kruhu byl zvolen na základě dopočítání minimálního poloměru, který činí 7,625 m, k této hodnotě byla připočtena hodnota $\frac{1}{2}$ rozchodu kol a polovina šířky pneumatiky.

$$r_{skidpad} = 15,25 + \frac{1}{2} \cdot 1,23 + \frac{1}{2} \cdot 0,1778 = 8,329 \text{ m} \quad (4)$$

Následně byl dopočítán obvod kruhu, který vyjadřuje celkovou délku jednoho kola v dynamické disciplíně Skidpad při nejkratší ideální stopě viz obr.34.

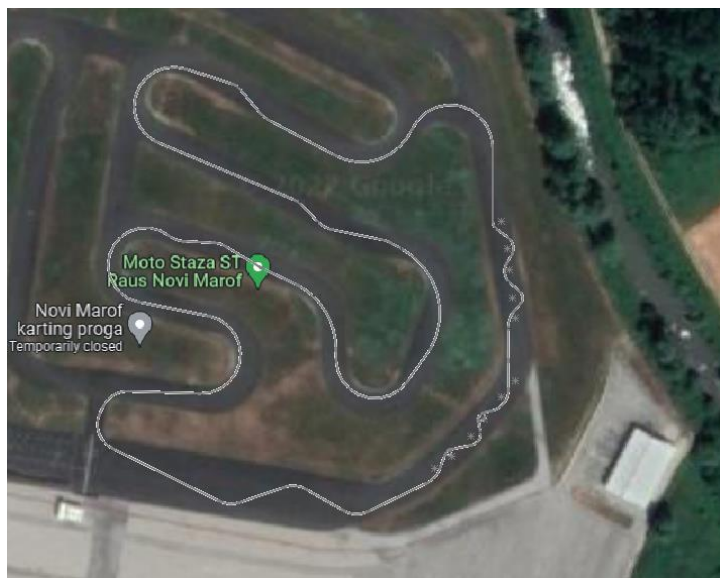
$$O_{skidpad} = 2 \cdot \pi \cdot r_{skidpad} = 52,305 \text{ m} \quad (5)$$



Obrázek 34 Skidpad [archiv autora]

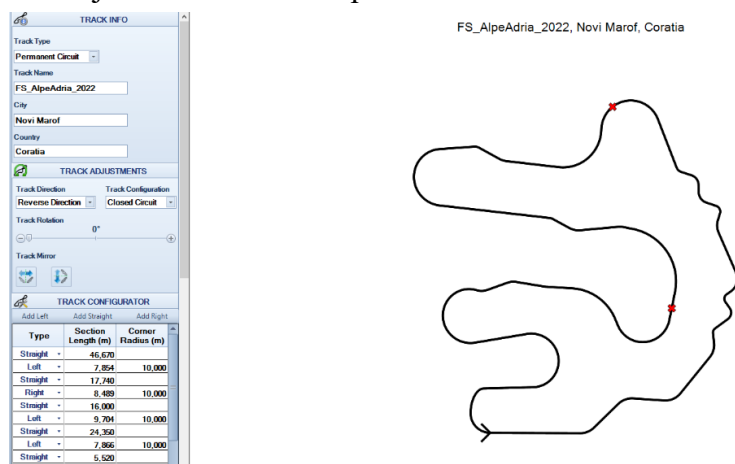
Chorvatsko Novi Marof

Závodní trať v chorvatském Novém Marofu byla vytvořena na základě získaných dat pomocí telemetrie z dynamické disciplíny Endurance. Souřadnice byla zaznamenána pomocí GPS a živě nahrávána do Excelu. Následně byla data zpracována pomocí vytvoření mapy ze získaných souřadnic a proložena s leteckým snímkem. Dále byl výsledný obrázek (obr.35) nahrán do softwaru SolidWorks 2024 a dle měřítka byla zhotovena trasa. Po zpracování trasy bylo potřebné zadat do softwaru OptimumLap délky jednotlivých úseků tratě, kterými jsou myšleny rovinky a poloměry zatáček.



Obrázek 35 Data z GPS telemetrie proložená s leteckým snímkem [archiv autora]

Finálním výsledkem je vykreslená trať (obr.36) dle zadaných parametrů. Po vytvoření závodní tratě je následně možné spustit simulaci.



Obrázek 36 Výsledná trať Endurance v Novém Marofu [archiv autora]

5.2.3 Simulace časů a porovnání výsledků

Pomocí softwaru OptimumLap je možné spustit jednoduché simulace na základě předem definovaných vstupních hodnot vozidla a tratě. Po spuštění simulace proběhne vyhodnocení času pro zadané vozidlo a trať. Následně bylo potřebné vyobrazit požadované klíčové výkonnosti ukazatele a grafy pro další analýzu výsledků. Program nabízí velkou škálu grafů, které mohou být vytvořeny na základě požadovaných proměnných. V posledním kroku simulací byla provedena analýza na základě většího počtu proměnných, kdy byly zadány určité parametry v reálném rozsahu vstupních hodnot. Tyto simulace mohou simulovat např. závislost nárůstu celkové hmotnosti monopostu s časy na kolo nebo podélného a příčného koeficientu adheze pneumatik na čase apod.

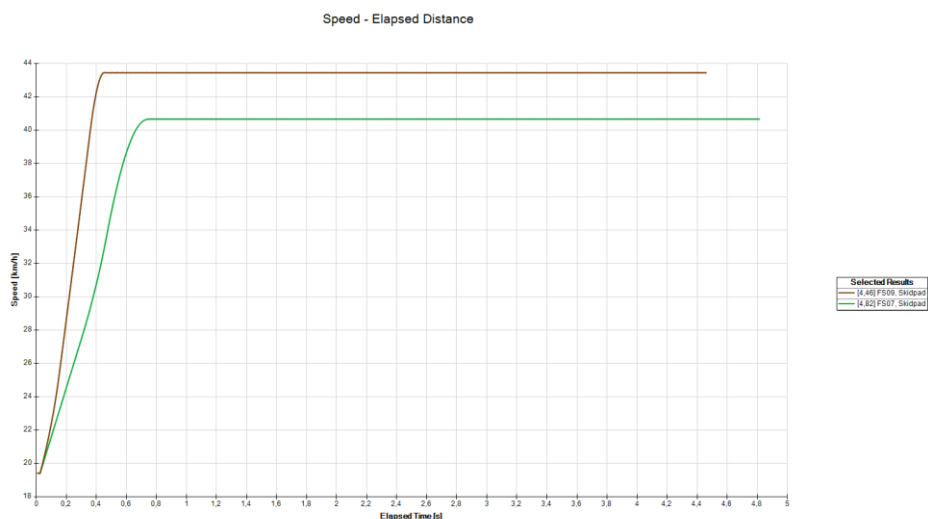
Výkonnostní tabulky

Výkonnostní tabulky byly použity pro porovnání získaných hodnot ze závodu se 7. generací a potenciálu 9. generace monopostu formule. Důležitými výsledky byla data, která mohou být validována s reálnými hodnotami. Jednalo se především o průměrnou rychlost, celkový čas kola, zařazený rychlostní stupeň a otáčky motoru. Další parametry sloužily v autorově případě pouze jako orientační dosahované hodnoty pro lepší analýzu. Přehledná interpretace byla provedena v podobě grafů, kterým se autor níže věnoval a tabulky byly použity pouze pro přesné vyčtení hodnot ze simulací.

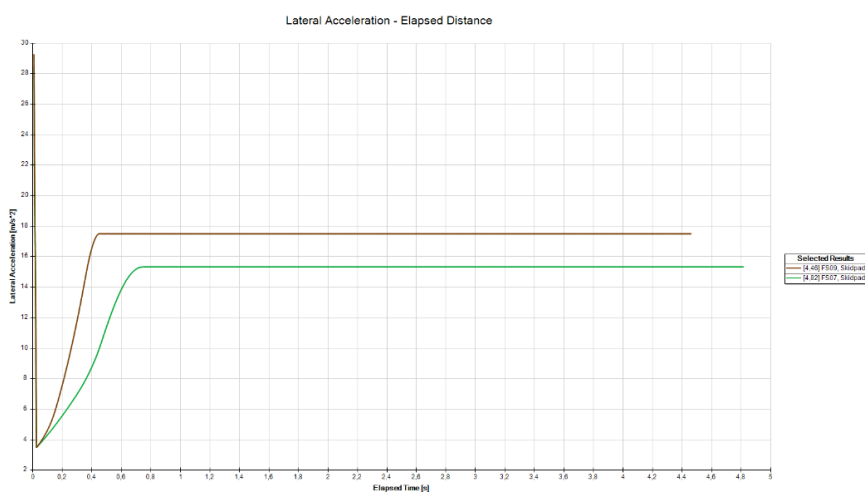
Analýza grafů

Analýzování grafů slouží k všeobecné informovanosti a interaktivnějšího porovnání výsledků, které byly vypočteny simulací. Grafy byly porovnány s výsledky pro 7. a 9. generaci monopostu včetně definovaných tratí, které byly mezi sebou odděleny pro vyšší přehlednost. Porovnání Skidpadu proběhlo pro zjištění možných dosahovaných časů s maximální rychlostí, ale i pro porovnání možného dosahované bočního zrychlení. Porovnání monopostů bylo provedeno na tzv. traťových grafech. Grafy pomocí barevné škály znázorňují daný segment tratě a vedou ke zlepšení informovanosti o tom, jak se v daný moment monopost po trati pohybuje.

Z analýzy grafů Skidpadu, jak v závislosti rychlosti na možném dosahovaném času (obr.37), tak i v případě bočního zrychlení je vidět určitá diference mezi porovnávanými parametry (obr.38). Také je v grafu vyobrazen postupný nárůst rychlosti při nájezdu do zatáčky, jelikož je vždy měřeno 2. kolo. Rozdílem dosahovaných rychlostí porovnávaných monopostů je 2,9 s na kolo, přičemž 7. generace dosahovala průměrné rychlosti 40,8 km/h a 9. generace 43,7 km/h. Výsledky příčného zrychlení dosahovaly u 7. generace 15,5 m/s² a u 9. generace 17,6 m/s². Celkový rozdíl dosahovaných časů Skidpadu činí 0,36 vteřiny, což dosahuje vyššího potenciálu k výhře. V roce 2022 v Chorvatsku v kategorii spalovacích a hybridních monopostů byl dosažen prozatímnní nejrychlejší čas 4,602 s německým týmem Rennstall Esslingen. Přičemž nejrychlejší čas zajetý týmem CULS Prague formula racing byl na totožném závodě se 7. generací monopostu 5,09 s.[18]



Obrázek 37 Porovnání dosahovaných rychlostí monopostů FS.07 a FS.09 na Skidpadu [archiv autora]

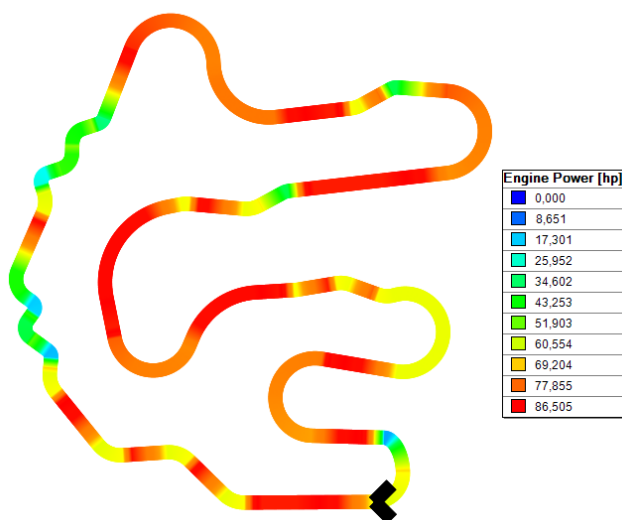


Obrázek 38 Porovnání dosahovaného příčného zrychlení monopostů FS.07 a FS.09 na Skidpadu [archiv autora]

Následně byla provedena analýza zmiňovaných traťových grafů, které se zaobírají tratí v chorvatském Novém Marofu. Grafy byly řešeny z hlediska využití rychlosti, výkonu motoru, aerodynamického přítlaku a bočních sil. Pro tuto trať byla spuštěna simulace pro obě generace monopostů a potencionální dosahované časy na kolo jsou pro 7. generaci monopostu 52,92 s a pro 9. generaci monopostu 50,27 s. Celkový rozdíl časů je 2,65 s. Nejrychleji zajeté kolo dosáhnul na této trati opět tým Rennstall Esslingen v čase 50,429 s, přičemž tým CULS PFR zajel nejrychleji kolo v čase 54,997 s, který činí +2,077 s rozdíl oproti simulačnímu času. Rozdílný simulační čas oproti reálnému byl způsoben vlivem řidičů. Ti ovlivňují čas zejména nevhodným okamžikem zařazení rychlostního stupně, polohou akcelérátoru, nevhodně zvoleným brzdným bodem apod.

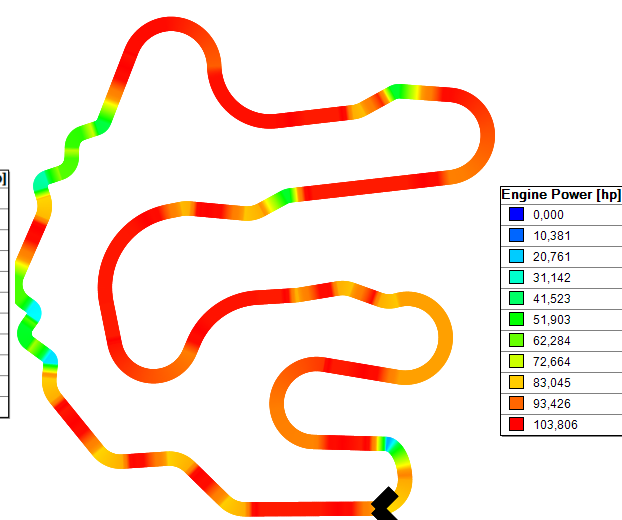
První traťový graf (viz obr. 39) zobrazuje využití výkonu motoru v celém rozsahu tratě. Je znatelné, že u pravého obr.40 je využito vyššího výkonu motoru, k čemuž vede i fakt vyšší hodnoty kroutícího momentu pro 9. generaci a také využití elektromotorů hybridního pohonu. Výkon elektromotorů byl zahrnutý v celkovém výkonu monopostu. Nejvyšší rozdíl využití výkonu motoru je patrný v oblasti zatáček s větším poloměrem, který redukuje celkový čas na kolo.

FS Alpe Adria - Engine Power



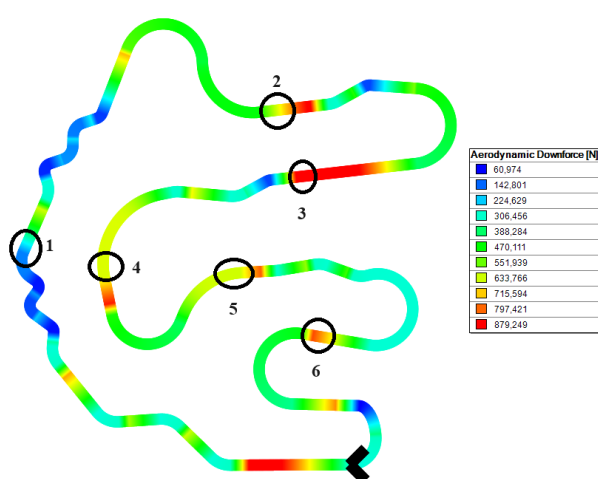
Obrázek 39 Využití výkonu motoru FS.07 [archiv autora]

FS Alpe Adria - Engine Power

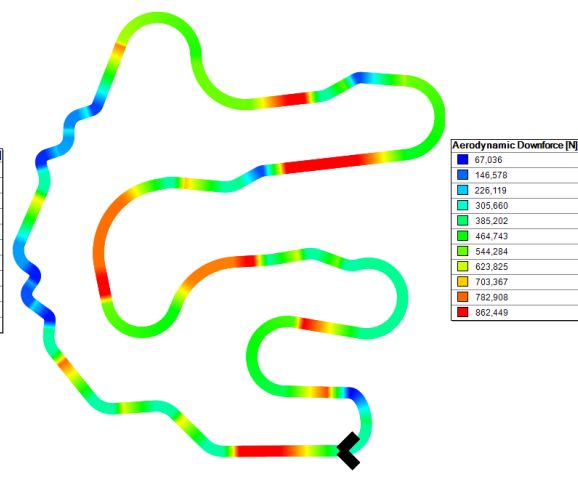


Obrázek 40 Využití výkonu motoru FS.09 [archiv autora]

Následně proběhlo porovnání aerodynamického přítlaku. Analýza byla zaměřena převážně na dosahované hodnoty a výrazné změny přítlaku ve vyobrazených grafech, které byly zakroužkovány v obr.41. Při používání softwaru je možné pomocí kurzoru myši najet na oblast v grafu pro zjištění hledaného parametru v daném bodě. Tyto body jsou dle obrázků porovnány v tab.2. Dle grafů je zřejmé, že nejvyšší hodnotou aerodynamického přítlaku bylo dosaženo pro monopost 7. generace 879,249 N a pro monopost 9. generace 862,449 N. Jedná se tak o nižší hodnotu celkového přítlaku pro novější monopost, avšak při lepší aerodynamické účinnosti. Největších diferencí bylo dosaženo ve zvolených bodech 4 a 5. To je známkou vyšších dosahovaných rychlostí u většiny případů. Výjimkou je však bod 3, ve kterém je dosahováno vyššího přítlaku a maximální rychlosti. Celkově bylo vyhodnoceno vyšší užití aerodynamického přítlaku koncepčního vozu, které vede ke zlepšení celkového času kola, a to převážně po výjezdech ze zatáčky viz obr.42.



Obrázek 41 Aerodynamický přítlak FS.07 [archiv autora]



Obrázek 42 Aerodynamický přítlak FS.09 [archiv autora]

	Přítlak [N]			Rychlost [km/h]	
	FS.07	FS.09	Diference	FS.07	FS.09
1	173,504	211,031	37,527	46,762	47,249
2	673,668	703,35	29,682	82,2	82,544
3	879,25	862,449	16,801	97,67	96,372
4	681,09	785,801	104,711	87,16	91,27
5	654,178	783,216	129,038	86,182	90,688
6	820,457	842,688	22,231	94,348	95,618

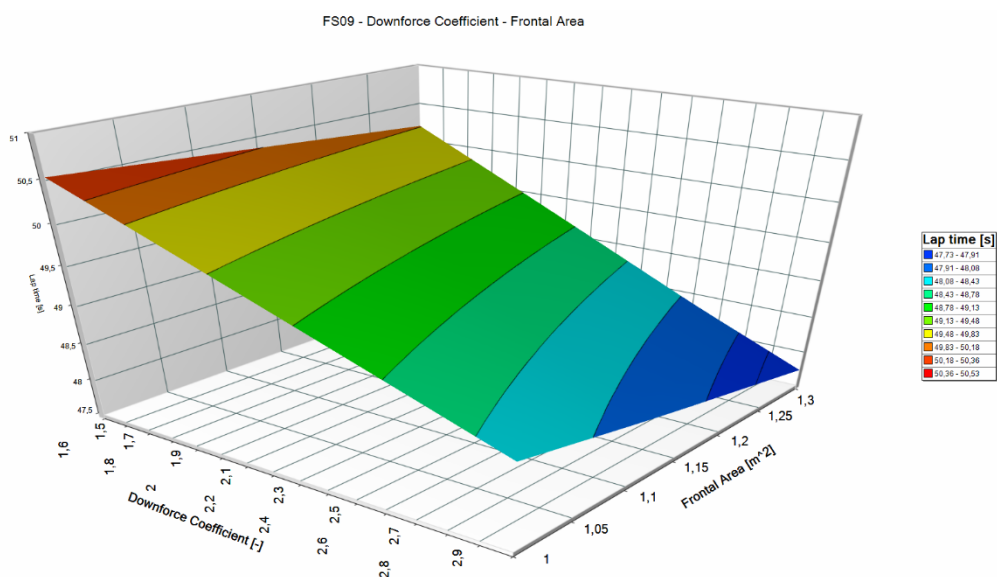
Tabulka 2 Porovnání aerodynamického přítlaku monopostů FS.07 a FS.09

Obdobnými způsoby byly vyhodnoceny grafy rychlostí, charakteristiky točivého momentu, příčných a podélných sil.

Analýza proměnných a jejich závislosti

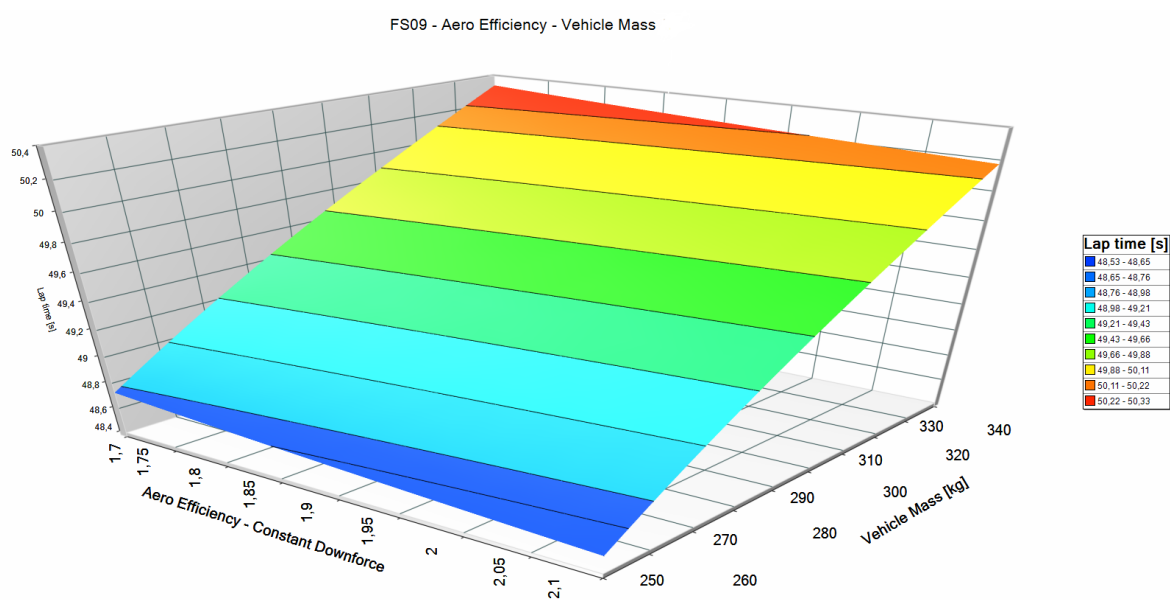
Analýza proměnných hodnot slouží k porovnání vlivů různých kombinací dvou parametrů na výsledný čas kola. Jedná se tak o 3D grafy, které poukazují na určité změny jako je např. změna hmotnosti a koncového převodu ovlivňující čas kola nebo odlišné koeficienty pneumatik podélné a příčné adheze, které ovlivňují čas kola zvolené trati. Porovnání autorovi sloužilo k posouzení plánovaných změn v koncepci monopostu. Požadovanou informací bylo zjištění, jaké parametry nejvíce ovlivňují jízdní časy.

Hlavními řešenými grafy z hlediska výkonnosti a minimalizování dosahovaných časů se autor zaměřil na porovnání dosažitelných zlepšení konstrukčních parametrů vozidla. Nejprve bylo řešeno porovnání závislosti koeficientu přítlaku k celkové čelní ploše vozidla vzhledem k času na kolo. Následující obrázek č.43 znázorňuje průběh proměnného času na základě zmiňovaných vstupních parametrů. Rozsah hodnot pro čelní plochu byl stanoven na 1 m² do 1,3 m². Následně byl stanoven rozsah pro koeficient přítlaku od 1,5 do 3. Z grafu vyplývá, že při nejvyšší možné čelní ploše a nejvyššího možného dosahovaného koeficientu přítlaku bude nejrychlejší čas 47,7 sekund na kolo. Nejhorší možnou variantou vyplynul naprostý opak. Dosahovaný simulační čas činil necelých 50,5 sekund. To poukazuje na rozdílný čas o 2,8 sekundy na kolo. Z výsledků simulace bylo posouzeno, že zvýšení čelní plochy a dosažení vyššího koeficientu přítlaku v souladu s pravidly bude mít pozitivní vliv na výsledné časy.



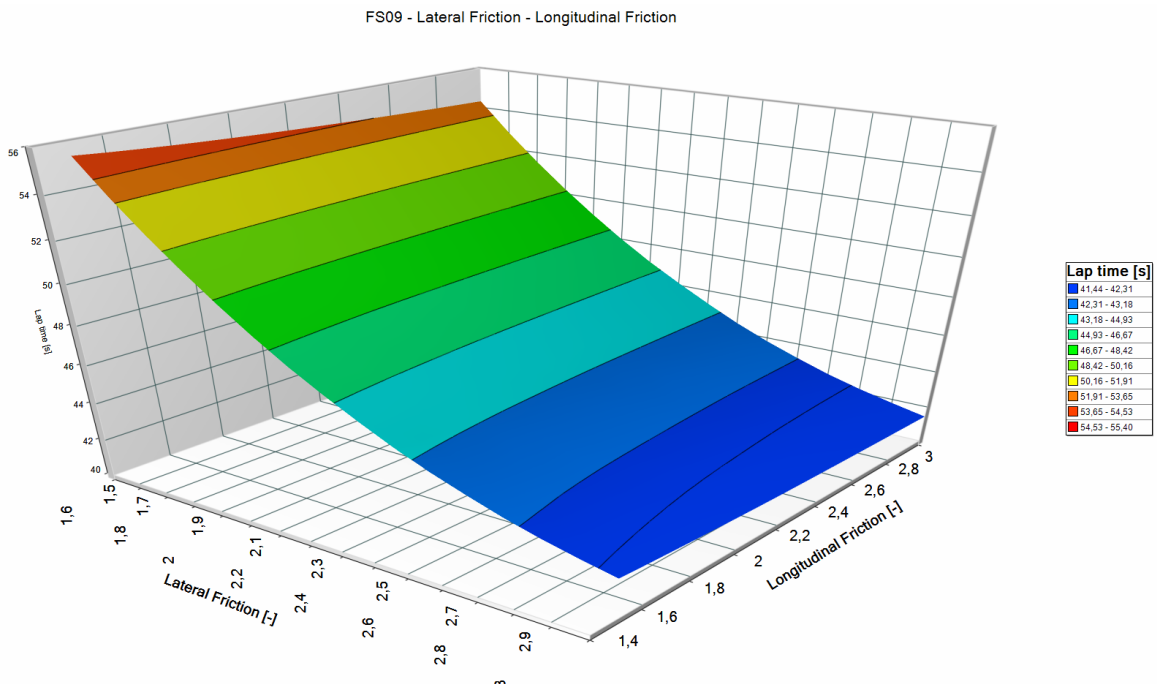
Obrázek 43 3D graf čelní plocha – koeficient přítlaku – čas na kolo [archiv autora]

Následnou simulací byla porovnávána aerodynamická účinnost se změnou hmotnosti v závislosti na jednotlivý čas na kolo. Rozsahy hodnot aerodynamické účinnosti byly stanoveny od 1,7 do 2,1 a hmotnost monopostu byla stanovena v rozsahu 250 až 340 kg. Z grafu (obr.44) je opět vyplývající, že dosažení lepší hodnoty aerodynamické efektivity a nižší hmotnosti vede ke snížení času. Avšak v tomto případě bylo zjištěno nepatrných změn v čase, kdy celkový rozdíl činil 0,4 sekundy. Nejrychlejším možným dosahovaným časem dle simulace bylo 49,17 sekund. Vzhledem k poměrně velkým koncepčním změnám vůči velmi malému rozdílu bylo vyhodnoceno nižší směrodatné zaměření v této oblasti, ve které hraje velkou roli výrobní přesnost a dynamické stavy. Avšak simulace se nezaobírá těmito jevy, jako jsou např. nerovnosti povrchu, nekonzistentní stopa řidiče apod.



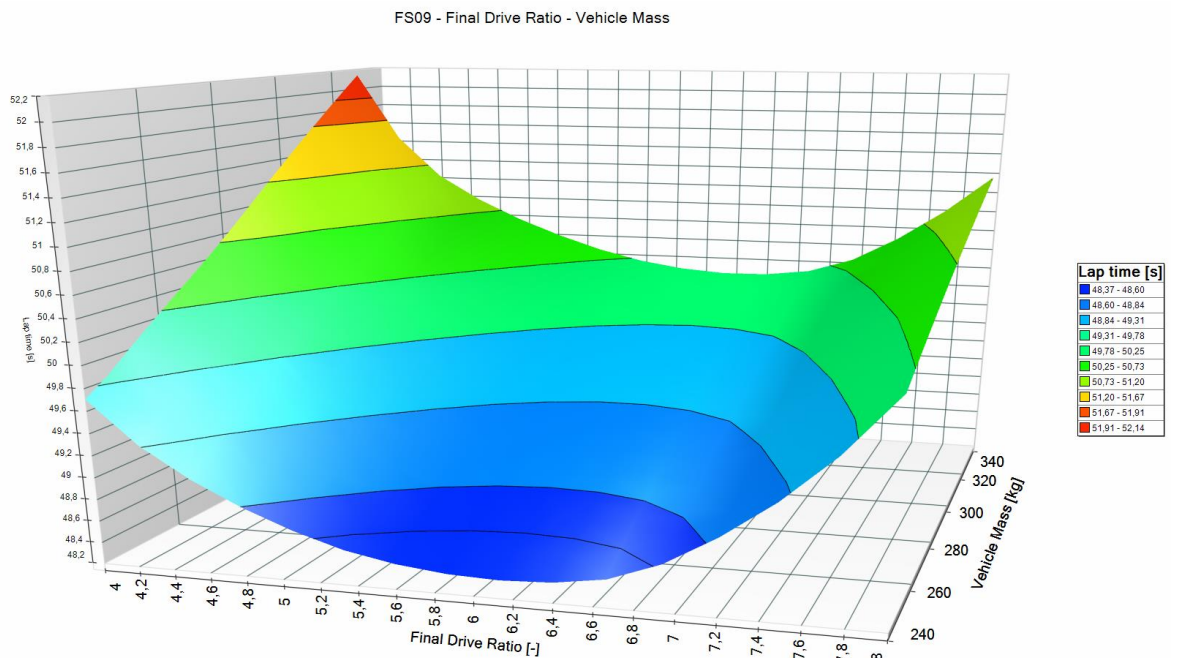
Obrázek 44 3D graf aerodynamická účinnost – celková hmotnost – čas na kolo [archiv autora]

Dále byla oblast porovnávání zaměřena na průběhy pneumatik. Vstupními hodnotami byly podélný koeficient adheze a příčný koeficient adheze. Rozsah hodnot pro podélný koeficient adheze byl stanoven na hodnoty 1,5 až 3, totožný rozsah byl stanoven pro příčný koeficient adheze. Graf (obr.45) byl zhodnocený i na základě změny pneumatik, která proběhla při přechodu 7. generace na 8. generaci monopostu. Vykreslené spektrum poukazuje na jev obdobný jako např. při zlepšení celkového koeficientu přitlaku se zvýšením čelní plochy, čili čím vyšší je dosahovaný podélný a příčný koeficient adheze, tím rychlejší je čas na kolo. Z grafu je také patřičné, že mnohem vyšší roli zastává v oblasti pneumatik příčný koeficient adheze, jelikož časy s vyšším podélným koeficientem adheze jsou výsledné časy téměř obdobné vůči celému rozsahu tohoto koeficientu. Celkový rozdíl časů činí přibližně 14 vteřin, což zdůrazňuje důležitost oblasti pneumatik jako celku na výkonnost vozidla. Avšak je nutno brát v potaz reálné podmínky povrchu, kdy nebude nikdy zaručena 100 % přilnavost styčné plochy s vozovkou. Dalším faktorem je přesnost testovaných dat ve zkušebně, která může být zkreslená vzhledem k používanému povrchu na testovacích válci, jejichž parametry by musely být následně validovány za reálných podmínek.



Obrázek 45 3D graf příčný koeficient adheze pneumatiky – podélný koeficient adheze pneumatiky – čas na kolo [archiv autora]

Posledním zkoumaným parametrem byla závislost koncového převodu a hmotnost monopostu na čase kola. Vstupní hodnoty pro koncový převod byly zvoleny v rozsahu 4 až 8. Hmotnostní rozsah byl stanoven ve stejném rozsahu jako u druhého případu, tedy v rozmezí 250 kg až 340 kg. Po simulaci a vyobrazení grafu (viz obr.46) bylo vyhodnoceno, že nejrychlejších dosahovaných časů je při nejnižších hmotnostech a při hodnotách koncového převodu blízkí se 6. Vede k tomu i fakt, že graf má průběh ve tvaru „U“ v nakloněné rovině. Nejhorším možným scénářem by bylo použití nejnižší stanovené hranice koncového převodu a maximální hmotnosti. Dle parametrů koncového převodu koncepční 9. generace monopostu vyplývá, že zvolený koncový převod konstrukčním týmem CULS Prague formula racing je poměrně vhodnou variantou i vzhledem k předpokládané celkové hmotnosti.



Obrázek 46 3D graf koncový převod - celková hmotnost - čas na kolo [archiv autora]

5.3 Adams Car

Software Adams Car slouží pro simulaci reálné dynamiky v oblasti konstrukcí a testování vozidel. Za použití tohoto softwaru mohou konstrukční týmy rychle vytvářet a testovat funkční virtuální prototypy jednotlivých komponentů či celých vozidel. Při práci v prostředí Adams Car mohou konstruktéři otestovat své návrhy v různých silničních podmínkách či jízdních manévru pomocí simulací. Na základě těchto simulací nemusí být dále provedeno fyzické testování v laboratořích nebo na zkušebním polygonu, což značně ušetří čas. Také je možné provádět analýzy podvozku a řízení [19].

5.3.1 Nastavení vozidla

V případě softwaru Adams Car se jedná o velmi komplexní dynamický model, který oproti předchozímu softwaru OptimumLap vyžaduje vyšší počet vstupních dat. Pro využití celkové funkčnosti je potřebné zadat všechny parametry komponentů vozidla, které se týkají hmotností, pozice těžiště, momentů setrvačnosti, motoru, spojky, převodovky, šasi, brzd, odpružení, stabilizátorů a modely pneumatik. Zjednodušeně řečeno, čím přesněji zadané parametry budou zadány do celkového dynamického modelu, tím přesnější výsledky mohou být očekávány v porovnání s reálným testováním.

Nejprve bylo potřebné nastavit základní funkční prvky podvozku, které se týkají přesných bodů zavěšení, stabilizátorů, tlumičů s pružinami, řízení a pneumatik. Pro prvotní nastavení byla použita šablona FSAE, která obsahuje základní body a tělesa všech podvozkových částí, hnací nápravy a model pneumatik. Vstupní body byly přepsány dle konstrukčně navržených dílů a byla jim přiřazena hmotnost včetně momentů setrvačnosti, které byly zjištěny pomocí CAD softwaru SolidWorks 2024. Posledním krokem bylo přidání grafické vizualizace 9. generace monopostu viz obr.47.

Odpružení

Definování sestavy odpružení vyžadovalo zadání kinematických bodů ramen, těhlic, přepákování a tlumičů dle konstrukčního návrhu včetně jejich hmotností, materiálů a momentů setrvačnosti vztažených k souřadnému systému. Dále bylo nutné zadat parametry tlumičů, které obnášejí jejich celkový chod včetně dorazů a charakteristiku průběhu tlumení

a progresivity. Pro pružiny bylo nutné definovat jejich délky včetně tuhosti, ze které byla následně vytvořena průběhová charakteristika síly v závislosti na stlačené délce. Posledními potřebnými parametry byly statické odklony kol a sbíhavosti, které byly doplněny o rozsah proměnných hodnot dle kinematických parametrů.

Stabilizátory

Pro stabilizátory bylo potřebné zadat rozměry a parametry nožového stabilizátoru a zkrutné tyče včetně úchyťových bodů, materiálu, hmotností a momentů setrvačnosti. Následně byla definována tuhost samotného stabilizátoru, která vychází z početního návrhu.

Řízení

Definování sestavy řízení spočívalo v určení pozice komponentů, jako je převodka řízení, sloupek řízení, převodovka řízení a volant. Následovalo určení parametrů pro převodku řízení, která je definována svou délkou, maximálním vysunutím ramene a její převodový poměr. Posledními parametry bylo zadání kroutícího momentu, síly od kol do ramene řízení a maximální úhel zatočení.

Šasi

Šasi je definované pouze jako bod odpružené hmotnosti se svou pozicí těžiště. Důležitými parametry zde byly celkový aerodynamický odpor, čelní plocha, hustota vzduchu a aerodynamický přítlak tvořený přízemním účinkem.

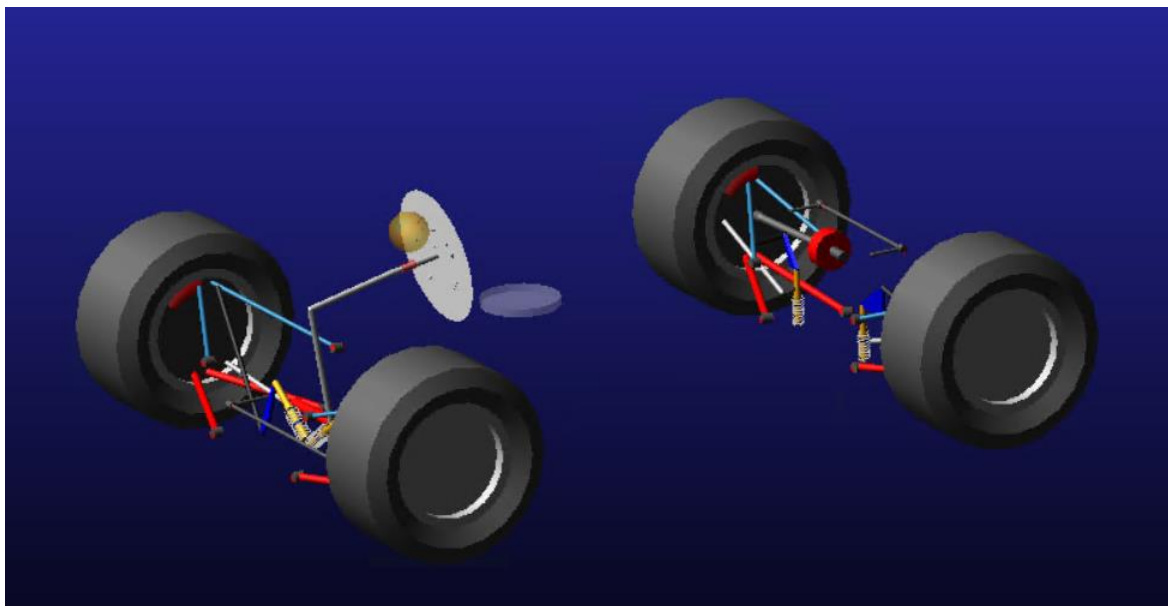
Brzdy

Brzdy představují pouze hodnoty, které jsou použité v simulacích a nejsou v celkovém modelu zahrnuty žádným bodem ani tělesem. Jejich definice se sestává z odsazení od náboje kola, průměrem a tloušťkou brzdného kotouče, rozdělení brzdné síly, třecí plocha brzdových destiček a maximální brzdná účinnost.

Pohonné ústrojí

Nastavení pohonného ústrojí vyžaduje nejvíce vstupních údajů a je tak jednou z nejvíce komplexních částí dynamického modelu. Celkové zobrazení pohonného ústrojí

obsahuje pouze přenášený výkon v nábojích kol a poloosy. Zadávanými parametry byly: kroutící moment, maximální výkon a rozsah otáček motoru, převodové stupně, rychlost zařazení převodového stupně, ideální otáčky pro zařazení či podřazení převodového stupně, olejová náplň a její parametry, kompletní charakteristika spojky a v poslední řadě momenty setrvačnosti. Posledním parametrem byla charakteristika diferenciálu. Všechny hodnoty byly zjištěny pomocí výkonnostní charakteristiky motoru či CAD modelu v softwaru SolidWorks 2024.



Obrázek 47 Zjednodušený dynamický model v softwaru Adams Car [archiv autora]

5.3.2 Simulace

Možnosti simulací software Adams Car nabízí analýzy odpružení, celého vozidla či jednotlivých komponentů.

Analýza odpružení

Analýza odpružení funguje na základě vyhodnocení charakteristiky jednotlivé nápravy, pod kterou je vygenerována podložka viz obr.48, která působí na kola zadanými podmínkami, které jsou následující:

Souběžný chod kol – dle nastavení zdvihu působí podložky na kola rovnoměrnou silou a je zjištěno maximálního zatížení v definovaných podmínkách.

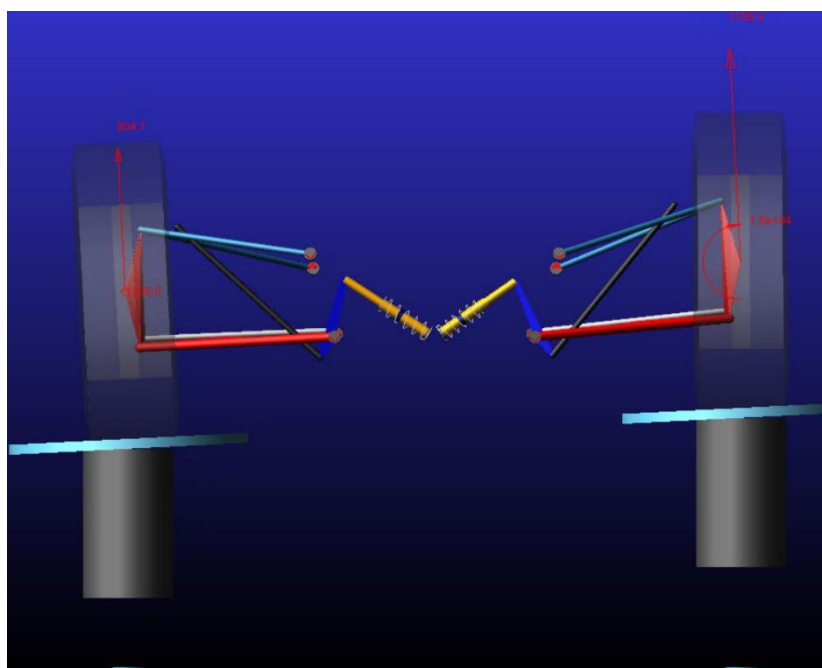
Opačný chod kol – obdobná charakteristika jako v předchozím případě, ale kola jsou namáhána vůči sobě opačným směrem.

Náklon a boční síla – z názvu vyplývá, že nastavení je prováděno na základě určení spodní a horní hranice úhlu náklonu vůči ose „X“ a boční síly. Vyhodnocení probíhá na základě zjištěných sil v ose „Z“.

Chod jednoho kola – jedno kolo je zatěžováno dle definovaného rozsahu chodu tlumiče a druhé kolo je v ustálené poloze.

Zatáčení – zkoumanou charakteristikou je chování kol v průběhu zatáčení.

Statické zatížení – nastavení zatížení jednotlivého kola dle vstupních parametrů samo vyrovnávacího momentu pneumatiky, zatačecí, brzdou a trakční silou, podélným posunem, přetáčivým momentem, momentem valivého odporu, síla a poloměr poškození pneumatiky v kontaktní ploše.



Obrázek 48 Analýza odpružení při zatížení boční silou a náklonem [archiv autora]

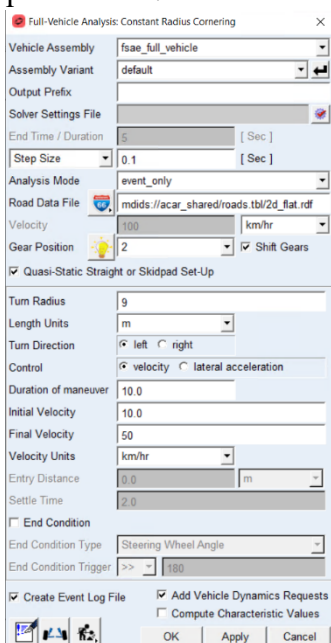
Analýza celého vozidla

Tato analýza počítá se všemi zadanými komponenty a parametry, ze kterých jsou následně vytvořeny simulace jízdních vlastností za předem definovaných manévřů vozidla.

Celkově se analýzy zabývají např. zatáčením v otevřené smyčce, chováním při zatáčení, chování vozidla při různých vlivech podélné jízdy, případně předem definovaných nerovností, jízdy do vrchu nebo vlastní vytvořené tratě.

Všechny kategorie manévru mají předem definované dynamické situace. Z celkového výběru možných kategorií bylo dále pracováno především se třemi prvními zmiňovanými kategoriemi manévru. Jednotlivými dynamickými simulacemi je možné spustit např. akceleraci, brzdění, brzdění do zatáčky, působení bočního větru v podélné jízdě, konstantní poloměr zatáčení, zatáčení s puštěním volantu, drift, tzv. háček (z angl. *fish hook*) nebo zatáčka ve tvaru „J“.

Nastavení simulací je pro všechny situace téměř obdobné z hlediska vstupních parametrů, jako je uvedeno v obr.49. Vždy bylo potřebné zadat délku trvání celého manévru, velikost výstupních kroků simulace, dosahovanou podélnou rychlost, zařazený převodový stupeň. Specifikace jednotlivého úkonu byla zejména v parametrech délky tratě či poloměru zatáčky, náklon vozovky apod. Po nastavení požadovaných vstupních parametrů je následně možné spustit simulaci, která provede iterace, následně zobrazí definovanou trať a je možné pustit animaci jízdy vozidla po této trati.

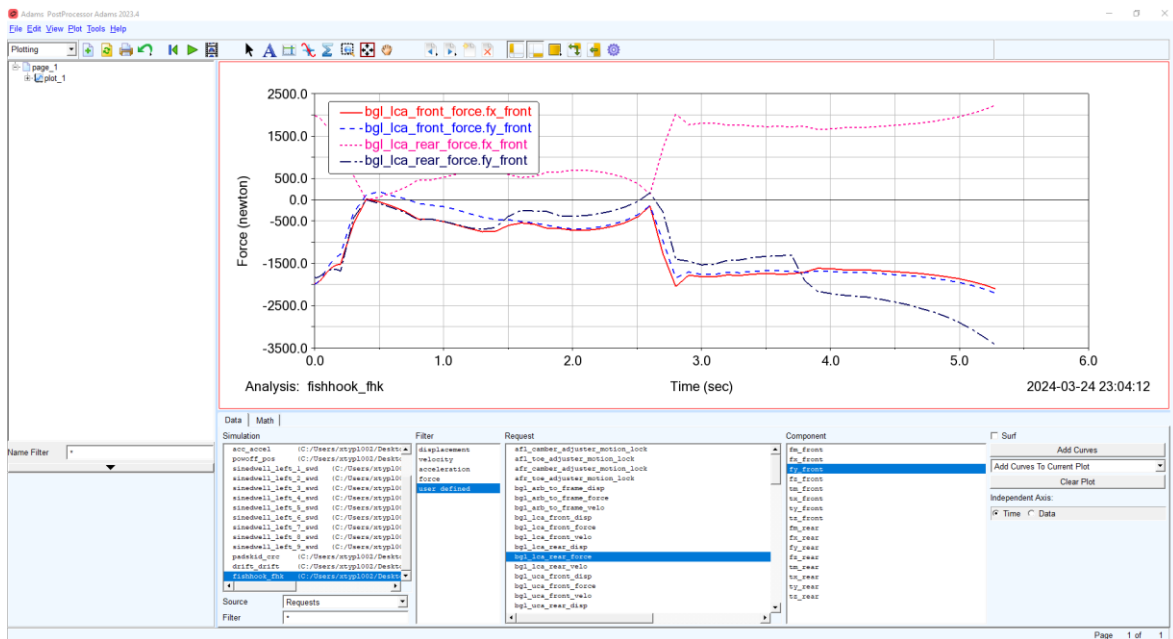


Obrázek 49 Nastavení simulací [archiv autora]

5.3.3 Výsledky simulací

Výsledky simulací je možné zobrazit pomocí vygenerování reportu dané simulace či Adams postprocesoru. Report slouží především k číselné analýze jevů, které se v daný okamžik dějí. Jedná se tak o zatížení kol, celkové zatížení nápravy, dosažené špičkové hodnoty náklonu vozidla, bočního zatížení, rychlost vychýlení apod. Pro určité simulace jsou vypsané hodnoty dalších proměnných parametrů či přechodné zatížení. Pomocí nástroje postprocesoru je možné filtrovat jednotlivé simulace a k nim přiřadit požadované výstupy, ze kterých bude vytvořený grafický náhled v časovém průběhu. Následně je potřebné zvolit jakou veličinu chceme zkoumat. Jedná se tak o posuny, rychlosti, akceleraci, síly a uživatelem definované zkoumané jevy, kterými jsou např. síly v zavěšení, síly ve stabilizátoru, motor a jeho charakteristika v průběhu simulační jízdy, brzdy, rám apod... Poslední věcí bylo vždy potřebné vybrat pro vybranou veličinu v jaké ose souřadného systému je požadováno vyobrazit výsledky, tedy „X; Y či Z“.

Metodika zkoumání a porovnávání výsledků je pro všechny případy stejná. Názorným příkladem byla zvolena simulace tzv. háčku, kdy vozidlo vykonalo levotočivou zatáčku o 90° a následně snaha o co nejrychlejší otočení o 180° . Pro tento případ bylo vybráno zkoumání průběhu sil v zavěšení spodních přední a zadních ramen v „X a Y“ složce. Průběhy křivek odpovídají dané situaci a jejímu průběhu, které je možné si ověřit i pomocí animace jízdy viz obr.50. Největší působící síla vznikla v bodě, kdy se monopost přetočil o 180° a následně začalo akcelerovat, čemuž odpovídá průběh po 2,5 vteřinách. K největšímu zatížení došlo v ose „Y“ pro zadní zavěšení, které se pohybuje v hodnotách blízkých se -3500 N tzn. shora dolu. Tyto výsledky byly dále použity pro konstrukční návrhy zavěšení a její optimalizace. Avšak je nutné podotknout, že všechny výsledky pro zkoumané parametry je nutné validovat i za reálných podmínek a přizpůsobit tomu simulační trasy např. pomocí sběru polohy skrze telemetrii s GPS a tenzometrů v jednotlivých ramenech.



Obrázek 50 Výsledek simulace fishhook se zatížením zavěšení [archiv autora]

6 Výsledky a diskuse

6.1 Matematický model přenosu zatížení v ustáleném stavu

Pomocí softwaru MS Excel byl zhotoven matematický model dle požadovaných vstupních hodnot. K výpočtům byl využit i pomocný materiál od společnosti OptimumG. Tento matematický model slouží pro zjištění přenosů zatížení v ustáleném stavu dle zadané simulační situace, pro změny jízdních výšek v bočním a podélném směru a pro charakteristiku odpružení. Hlavními zkoumanými výsledky bylo zmiňované zatížení v bočním a podélném směru, které je dané přenosem hmotností a konstrukčního řešení vozidla. Zadanou simulační situací byla příčná gravitační síla 1,5 G, podélná gravitační síla 0,2 G a rychlost 60 km/h. Jednalo se tak o průjezd levotočivé zatáčky. Největší namáhání je dosaženo na pravém předním kole, kde zatížení dosahuje 1360 N v příčném směru. Naopak k nejmenšímu zatížení docházelo na levém předním kole o hodnotě 192,62 N. Také byla zjištěna tzv. magická čísla, kde byla jejich funkce a vliv popsán v kapitole 5.1.2. Následně byly zjištěny přenosy zatížení neodpružené hmotnosti, geometrický a elastický přenos zatížení. Celkový součet činí 582,66 N pro přední nápravu a 425,67 N pro zadní nápravu v příčném směru. Dalšími hodnotami bylo prozkoumáno dynamických jízdních výšek, kdy nejnižší bod u pravého předního kola je 25,33 mm a u zadního pravého kola 25,67 mm. Poslední zkoumanou veličinou byl přenos zatížení v podélném směru, který dosahoval vyšších hodnot na zadní nápravu, kdy jedno kolo je zatíženo 907,46 N, což je důsledkem rozložení hmotnosti monopostu na zadní nápravu 48,7:51,3.

6.2 Simulační software OptimumLap

V softwaru OptimumLap byly zhotoveny 2 modely monopostů Formula Student dle požadovaných vstupních parametrů. Jednalo se o 7. generaci se zážehovým motorem a 9. generaci vybavenou hybridním pohonem. K těmto modelům byly zhotoveny 2 tratě, dle kterých se následně vyhodnocovaly jednotlivé parametry. Jednou tratí je Skidpad, který je jednou z dynamických disciplín soutěže Formula Student. Její princip spočívá v zatáčce s konstantním poloměrem zatáčení. Následně byla zhotovena závodní trať z chorvatského závodu Endurance v Novém Marofu dle získaných dat z GPS se 7. generací monopostu. Pomocí simulace obou generací monopostů na definovaných závodních tratích byla získána

data potřebných k analýze. Již z názvu softwaru vyplývá, že hlavní výslednou veličinou jsou časy na kolo. Pro Skidpad byly porovnány dosahované rychlosti a boční zatížení. V obou případech tak vyšla 9. generace jako celkově rychlejší s lepšími dosaženými výsledky. Pro trať Endurance proběhlo vyhodnocení v rámci tzv. traťových grafů, které vykreslují zkoumaný parametr po celé její délce. Mezi hlavní vyobrazené grafy patří otáčková charakteristika výkonu motoru a aerodynamický přítlak monopostu, kde 9. generace dosahovala většího využití výkonu, a to především kvůli vyššímu výkonu a točivému momentu, ale také i přídavným elektromotorům. Naopak 7. generace dosahuje většího maximálního aerodynamického přítlaku, avšak pouze pro delší rovinky, které se na závodních tratích Formula Student tolik neobjevují. Lepší aerodynamické účinnosti dosahuje formule 9. generace, a to převážně v zatáčkách s menšími poloměry. Poslední řešenou problematikou bylo zkoumání 2 proměnných závislostí na celkový čas kola. Jedná se o 3D grafy, které poukazují na závislosti vlivů těchto parametrů. Konkrétněji byly zkoumány závislosti pro koeficient přítlaku se změnou čelní plochy, aerodynamická účinnost se změnou celkové hmotnosti, příčný koeficient adheze vůči podélnému koeficientu adheze a koncový převod v závislosti proměnné hmotnosti. Tyto grafy jsou určeny pro zaměření se na jednotlivé konstrukční změny dalšího monopostu.

6.3 Dynamický model Adams Car

V softwaru Adams Car bylo docíleno tvorby tzv. digitálního dvojčete, které obnáší všechny náležitosti navrhovaného monopostu 9. generace. Celkově byl zhotovený zjednodušený model, který obsahuje zavěšení ramen, pneumatiky, stabilizátory, odpružení a hnací poloosy. Ostatní konstrukční celky jako je rám, aerodynamika, brzdy apod. byly zadány pomocí vstupních parametrů. Pro úplnou funkčnost dynamického modelu bylo také zapotřebí určit pro všechny celky jejich hmotnosti a momenty setrvačnosti. Následně byla popsána metodika jednotlivých simulací, které se vytvářejí pro podvozek nápravy či celé vozidlo. V posledním kroku bylo poukázáno na možnosti vyhodnocení simulace, a jaké parametry můžeme zkoumat. Názorným příkladem byla vybrána simulace pro tzv. háček, ze které byl zhotovený graf pro zatížení spodních ramen zavěšení přední a zadní nápravy. Největší zatížení bylo zaznamenáno pro spodní zadní rameno v ose „Y“, jejíž hodnota dosahuje necelých -3500 N.

7 Závěr

Tato diplomová práce se zabývá dynamikou monopostu Formula Student převážně koncepční 9. generace týmu CULS Prague formula racing. V přehledu řešené problematiky bylo poukázáno na základní prvky a definice z hlediska dynamiky vozidel, které se týkají přenosů zatížení v ustáleném stavu, jízdním odporům, vlivu aerodynamiky a pneumatik.

V praktické části bylo pracováno se třemi softwary – Excel, OptimumLap a Adams Car. Pomocí Excelu byl zhotovený matematický model pro výpočet příčných a podélných přenosů zatížení, změnám jízdní výšky a odpružení. Zjištěné výsledky předem definované situace slouží pro použití konstrukčních návrhu a celkové optimalizaci komponentů. Avšak použití matematického modelu má i význam pro nastavování podvozku, neboť byla zjištěna tzv. magická čísla, které se vztahují na aspekty pneumatik, tuhostí odpružení a stabilizátorů a neodpružené hmotnosti.

V další praktické části za použití softwaru OptimumLap byly vytvořeny dvě generace monopostů (7. a 9.), které byly následně mezi sebou porovnávány z hlediska časů na kolo a aspektů působících na vozidlo za jízdy. K simulacím byly zhotoveny dvě tratě – Skidpad a závodní trať Endurance z chorvatských závodů, kterých se tým v minulosti účastnil se 7. generací monopostu. Vyhodnocování výsledků a jejich metodika byla vysvětlena s poukázáním na důležité aspekty obou vozidel, které ovlivňují dané časy ve srovnání s reálnými dosahovanými výsledky se 7. generací monopostu. V poslední části softwaru proběhlo vyhodnocení vícero 2 proměnných závislostí na celkový čas kola. Tyto výsledky jsou určeny hlavně pro oblasti, na které by se měl tým do budoucna zaměřit nejvíce, aby bylo dosaženo rychlejších časů při závodě a tím i větší potenciál na celkové vítězství.

Poslední kapitola praktické části byla věnována softwaru Adams Car, který je určený pro kompletní dynamické simulace vozidel. Byl zhotoven dynamický model, který obsahuje všechny náležitosti z hlediska parametrů, hmotností a momentů setrvačnosti. Pro přesné výsledky je nutné dbát na zadávání všech vstupních parametrů s reálnými hodnotami. Následně byly popsány možné simulace a jejich metodika vyhodnocování. Tyto výsledky doporučuji k validaci s reálným monopostem. Po ověření správnosti dosahovaných hodnot ze zadaných simulačních manévřů je následně možné využívat plný potenciál dynamického

modelu za účelem zjištění chování navrhovaného monopostu v dané situaci, případně optimalizovat konstrukční návrhy a dosahovat lepších výsledků a předvídatelnosti vozidla.

Celkově doporučuji týmu CULS Prague formula racing na zaměření se na využívání zmiňovaných softwarů ke koncepčním návrhům, které mohou mít velký přínos k celkovým úspěchům. Důležitým faktorem je také propojení všech funkčních prvků a pochopení celého monopostu za účelem správnosti všech sounáležitostí, které jsou mezi sebou značně ovlivňována.

8 Seznam použitých zdrojů

- [1] GUIGGIANI, Massimo. *The science of vehicle dynamics: Handling, braking, and ride of road and race cars* [online]. B.m.: Springer Netherlands, 2014. ISBN 9789401785334. Dostupné z: doi:10.1007/978-94-017-8533-4
- [2] THOMAS D. GILLESPIE. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: SAE Technical Papers, 1992. ISBN 9781560911999.
- [3] MILLIKEN, William F a Douglas L MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. 2. vydání. Warrendale: SAE International, 1995. ISBN 9781560915263.
- [4] TYPLT, Luboš. *Návrh odpružení Formule Student* [online]. 2022. Dostupné z: https://is.czu.cz/zp/index.pl?podrobnosti_zp=293063;zpet=:prehled=vyhledavani;vzorek_zp=n%C3%A1vrh%20odpru%C5%BEen%C3%AD;kde=nazev;kde=autor;kde=klic_slova;filtr_stav=bez;zobrazit=Zobrazit;typ=1;typ=2;typ=3;typ=101;typ=8;typ=7;fakulta=20;fakulta=41;fakulta=40;fakulta=71;fakulta=50;fakulta=73;fakulta=72;fakulta=10;fakulta=30;obhajoba=2024;obhajoba=2023;obhajoba=2022;jazyk=1;jazyk=3;jazyk=2;jazyk=-1
- [5] Banking of Roads: Learn Formula, Angle of Banking, Banking Circular Motion, Uses. *Testbook* [online]. 23. říjen 2023 [vid. 2024-02-29]. Dostupné z: <https://testbook.com/physics/banking-of-roads>
- [6] WONG, J Y. *Theory of ground vehicles*. 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2001. ISBN ISBN 0-471-35461-9.
- [7] KATZ, Joseph. *Race car aerodynamics : designing for speed*. I. Title. Cambridge: Bentley Publishers, 1995. ISBN 0-8376-0142-8.
- [8] REMMERIE, Wouter. What is an Aero Map? *Racecar Engineering* [online]. 4. listopad 2019 [vid. 2024-02-25]. Dostupné z: <https://www.racecar-engineering.com/tech-explained/what-is-an-aero-map/>

- [9] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [10] ABE, Masato. *Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application*. Second Edition. Oxford: Elsevir Ltd., 2015. ISBN 978-0-08-100390-9.
- [11] SEWARD, Derek. *Race car design*. 3. vydání. London: Palgrave/Macmillan, 2014. ISBN 978-1137030146.
- [12] ROUELLE, Claude. *Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race Car Design & Development*. 2024.
- [13] SCHRAMM, Dieter, Manfred HILLER a Roberto BARDINI. *Vehicle Dynamics Modeling and Simulation* [online]. 1st vyd. B.m.: Springer Berlin, Heidelberg, 2014. ISBN 978-3-540-36045-2. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-540-36045-2
- [14] *Öhlins Professional Motorsport Products TTX 25 MkII FSAE 200/57 mm* [online]. Dostupné z: <https://www.ohlins.eu/en/products/automotive/ttx-25-mkii-fsae-200-6682/>
- [15] *Geometric & Elastic Weight Transfer and the Roll Centre* [online]. Dostupné z: <https://www.waveyynamics.com/post/weight-transfer-rc>
- [16] *OptimumLap* [online]. Dostupné z: <https://optimumg.com/product/optimumlap/>
- [17] *FSG Rules 2024* [online]. B.m.: Formula Student Germany GmbH. 2024. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>
- [18] *FSAA SCORING CV* [online]. 2017. Dostupné z: <https://fs-alpeadria.com/wp-content/uploads/2023/11/FSAA-2022-Results-CV-rev3.pdf>
- [19] *Adams Car* [online]. 2024. Dostupné z: <https://hexagon.com/products/adams-car?accordId=C1B6F3FAB1E849EA92EEC86D120EBABF>